



①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 43 28 182 A 1**

⑤① Int. Cl.⁵:
F 16 H 61/14
F 16 H 59/14
F 16 H 59/44
B 60 K 41/02

⑳ Aktenzeichen: P 43 28 182.6
㉔ Anmeldetag: 21. 8. 93
㉕ Offenlegungstag: 24. 2. 94

DE 43 28 182 A 1

③⑩ Innere Priorität: ③② ③③ ③①

21.08.92 DE 42 27 671.3 25.08.92 DE 42 28 137.7
17.10.92 DE 42 35 070.0

㉗ Anmelder:

Luk Getriebe-Systeme GmbH, 77815 Bühl, DE

㉚ Erfinder:

Otto, Dieter, 77855 Achern, DE; Pfund, Thomas,
77886 Lauf, DE; Herzog, Klaus, 77836 Rheinmünster,
DE; Rink, Anton, 76547 Sinzheim, DE

⑤④ Verfahren zum Steuern eines Drehmomenten-Übertragungssystems

⑤⑦ Verfahren zum Steuern eines Drehmomenten-Übertragungssystems mit einem Strömungswandler und einer letzteren überbrückenden Reibungskupplung sowie Überbrückungskupplung und Strömungswandler eines derartigen Systems.

Bei dem Steuerungsverfahren handelt es sich um eine Momentensteuerung, bei der das von einem Antriebsaggregat bereitgestellte Eingangs-Drehmoment in ein vom Wandler und ein von der Lock-up-Kupplung zu übertragendes Drehmoment aufgeteilt wird. Bei der Überbrückungskupplung ist ein zwischen dem Wandlerdeckel und dem Turbinenrad angeordneter zentrischer Ringkolben radial außen als Kupplungsscheibe ausgebildet und radial innen auf einer Gegendichtnabe aufgenommen. Der Strömungswandler ist "weich" ausgelegt und besitzt einen flachen Primärkennlinienverlauf sowie ein breites Sekundärkennfeld, mithin also einen großen Wandlungsbereich.

DE 43 28 182 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 12. 93 308 069/602

32/48

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbunden und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallele Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit besitzt, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von dieser übertragbare Drehmoment im Zusammenwirken mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist.

Ferner bezieht sich die Erfindung auf eine Überbrückungskupplung für den Strömungswandler eines derartigen Drehmomenten-Übertragungssystems, wobei der Strömungswandler ein Pumpenrad, ein Turbinenrad, ein Leitrad und einen zur Drehachse zentrischen, drehfest mit dem Pumpenrad verbundenen sowie das Turbinenrad umschließenden Wandlerdeckel besitzt und ein zwischen dem Wandlerdeckel und dem Turbinenrad angeordneter zentrischer Ringkolben radial außen mit einer konischen Kupplungsreibfläche versehen ist sowie radial innen eine auf einer drehfest mit dem Turbinenrad verbundenen Gegendichtnabe aufgenommene Dichtnabe besitzt.

Verfahren zum Steuern von Drehmomenten-Übertragungssystemen, bei denen durch gezielte Einstellung des Differenzdruckes zwischen den Druckkammern einer zu einem Wandler parallel angeordneten und diesen überbrückenden Reibungskupplung das von letzterer zu übertragende Drehmoment eingestellt wird, sind bekannt.

So ist in der DE-OS 31 30 871 in Verbindung mit einem Drehmomenten-Übertragungssystem der oben angegebenen Art ein Regelungsverfahren beschrieben, bei dem die zwischen An- und Abtrieb auftretenden Schlupfwerte gemessen, mit vorgegebenen Schlupfollwerten verglichen und etwaig festgestellten Differenzen entgegengeregt wird. Letzteres geschieht in der Weise, daß die Differenz zwischen den Strömungsmitteldruckbeaufschlagungen der beiden Druckkammern einer Reibungskupplung verändert wird. Es handelt sich somit um ein auf der klassischen Schlupfregelung basierendes Regelungsverfahren.

Aus der US-PS 5 029 087 ist ebenfalls ein Regelungsverfahren für Wandler mit parallel angeordneter Reibungskupplung vorbekannt, bei dem der Schlupf an der Kupplung gemessen, mit vorgegebenen Sollschlupfwerten verglichen und in Abhängigkeit von festgestellten Abweichungen der Differenzdruck zwischen den beiden Druckkammern der Reibungskupplung verändert wird. Auch hier handelt es sich somit um eine typische Schlupfregelung, bei der gemessenen Abweichungen von den vorgegebenen Schlupfwerten entgegengeregt wird.

Aus der US-PS 4 577 737 ist ein Verfahren zum Beeinflussen eines Drehmomenten-Übertragungssystems der oben angegebenen Art bekannt, bei dem die Drehmomenten-Übertragung durch einen hydrodynamischen Wandler mittels eines Drehmomenten-Sensors direkt gemessen und die Drehmomentenübertragung in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Antriebsmaschine festgelegt wird. Der Schluß der den Wandler überbrückenden Reibungskupplung wird dabei so eingeregelt, daß die geforderte Drehmomenten-Übertragung gewährleistet ist.

Bei diesem Steuerungsverfahren kann das vom Wandler übertragene Drehmoment, ähnlich dem sich einstellenden Schlupf, naturgemäß erst dann gemessen und beeinflußt werden, nachdem es sich eingestellt hat. Insoweit handelt es sich auch hier um ein der Schlupfregelung verwandtes Regelungskonzept, obgleich hier mit dem vom Wandler zu übertragenden Drehmoment gearbeitet wird.

Derartige Systeme zur gezielten Beeinflussung des von der Reibungskupplung eines Drehmomentenübertragungssystems der vorstehend erörterten Art übertragenen Drehmomentes haben sich in der Praxis als nicht oder zumindest nicht voll befriedigend erwiesen.

So kann bei einer Schlupfregelung systemgemäß erst dann auf Schlupfänderungen reagiert werden, wenn sie gemessen, also bereits vorhanden sind. Diese Tatsache birgt vor allem bei dynamischen Prozessen verschiedene Nachteile, die in ihrer Bekämpfung gegenläufig sind.

So bewirkt eine Rücknahme des Drehmoments seitens der Antriebsmaschine eine Verringerung des Schlupfes im Drehmomentenübertragungssystem. Um einen Zustand des Haftens der Reibungskupplung und damit eine ungehinderte Übertragung der Drehmomentenschwankungen von der Antriebsmaschine zum übrigen Antriebsstrang zu vermeiden, muß eine Rücknahme des von der Reibungskupplung übertragenen Drehmomentes erfolgen. Die Dynamik einer Regelung ist jedoch in praxi durch systembedingte Verzögerungs- und Totzeiten begrenzt, so daß eine Mindestschlupfdrehzahl notwendig ist, die erfahrungsgemäß nicht unter 50 U/min liegen kann.

Weiterhin existieren Fahrsituationen, in denen eine zeitoptimierte Reglerauslegung hinderlich ist.

Bedingt durch die Verteilung der Drehmassen im Fahrzeug wird die Drehzahl am Eingang des Gangschaltgetriebes und damit am Ausgang des Drehmomentenübertragungssystems bei einer Ganghochschaltung erniedrigt, während die Drehzahl am Ausgang des Gangschaltgetriebes relativ konstant bleibt. Verbunden mit der Erniedrigung der Abtriebsdrehzahl des Drehmomentenübertragungssystems ist eine Erhöhung des Schlupfes, wodurch wiederum, bedingt durch das Verhalten des hydrodynamischen Wandlers, ein erhöhtes Drehmoment am Eingang des Drehmomentenübertragungssystems gefordert wird. Dieses erhöhte Drehmoment wird zu diesem Zeitpunkt vom Antriebsaggregat jedoch nicht bereitgestellt. Demgemäß wird das Antriebsaggregat abgebremst und es stellt sich selbständig wieder ein Schlupf auf niederem Niveau ein, wenn die Beaufschlagung der Reibungskupplung während der Ganghochschaltung konstant gehalten wird. Ein zeitoptimal ausgelegter Regler jedoch wird versuchen, der Schlupferhöhung zu begegnen, indem er die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung erhöht, was am Schaltende zu einem Haften der Reibungskupplung und damit zu einer Übertragung der Drehmomentungleichförmigkeit des Antriebsaggregats auf den übrigen Triebstrang führt.

Schließlich ist aus der DE-PS 37 12 223 auch schon ein Steuerungsverfahren für ein Drehmomentübertragungssystem der vorgenannten Art bekannt, bei dem in einem vorbestimmten Fahrgeschwindigkeitsbereich die

Kupplungseingriffskraft abhängig vom Drosselklappenöffnungsgrad so gesteuert wird, daß sich ein Schlupf zwischen An- und Abtrieb einstellen kann. Im Gegensatz zu der oben erörterten Schlupfregelung handelt es sich hierbei um eine Steuerung, die vorausschauend in Abhängigkeit vom Drosselklappenöffnungsgrad eine Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung einstellt, bei der sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems abhängig von dieser Kraftbeaufschlagung einstellt.

Unbefriedigend bei dieser Steuerung ist jedoch, daß das von der Reibungskupplung übertragene Drehmoment nicht allein von der Kupplungseinrückkraft, sondern auch vom Reibwert des Reibbelages abhängig ist, der seinerseits bekanntlich in Abhängigkeit von der Temperatur, der Schlupfdrehzahl, dem Verhalten des eingesetzten Öles und anderen Einflüssen starken Schwankungen unterworfen ist. Das bedeutet, daß auch bei dieser Steuerungsvariante eine Mindestschlupfdrehzahl eingehalten werden muß, um auch bei Schwankungen im Systemverhalten eine zur Schwingungsisolation genügend große Schlupfdrehzahl zu gewährleisten.

Alle bisher bekannten Systeme weisen den Nachteil auf, daß nur mit relativ großen Mindestschlupfdrehzahlen von mehr als 50 U/min gearbeitet werden kann. Dies bringt einerseits kaum Vorteile im Kraftstoffverbrauch gegenüber dem unüberbrückten Wandler und läßt andererseits die an der Reibungskupplung auftretenden Verlustleistungen schwer beherrschbar werden.

Demgemäß besteht eine Aufgabe der Erfindung unter anderem in der Schaffung eines verbesserten Verfahrens zum Steuern eines Drehmomentenübertragungssystems, welches das Einstellen von Schlupfdrehzahlen deutlich kleiner als 50 U/min in allen Fahrsituationen eines Fahrzeugs mit Wandler und nachgeschaltetem Automatikgetriebe erlaubt.

Es sind auch schon Reibungskupplungen zum Überbrücken des hydrodynamischen Strömungswandlers derartiger Drehmomentenübertragungssysteme allgemein bekannt.

Bei Überbrückungskupplungen mit ebenen Reibflächen ist der Reibradius von der Druckbeaufschlagung abhängig und angesichts geringer Steifigkeit eine gleichmäßige Pressungsverteilung über dem gesamten Reibbelag nicht gewährleistet. Dies führt bei schlupfenden Kupplungen zur partiellen Überhitzung des Reibbelages und damit zur Zerstörung desselben sowie des in diesem Bereich befindlichen Öles (Automatic Transmission Fluid = ATF).

Außerdem ist das von der Reibungskupplung übertragbare Drehmoment direkt abhängig vom Reibradius, was in Verbindung mit dem im Automatikgetriebe zur Verfügung stehenden Öldruck einen minimalen radialen Bauraum erfordert.

Eine Wandlerüberbrückungskupplung der oben beschriebenen Art erfordert jedoch einen größeren axialen Bauraum, der bei vielen Fahrzeuggetrieben nicht zur Verfügung steht, vor allem, wenn bei der Kolbendämpfer-Einheit elastische Dämpfungsmittel auf großem Radius angeordnet werden sollen. Diese mechanischen Dämpfungsmittel sind notwendig, um auch in Bereichen sehr großer Schwingungsanregung seitens der Antriebsmaschine eine optimale Schwingungsisolation auch bei kleinen Schlupfdrehzahlen zu gewährleisten.

Ausgehend von diesem Stande der Technik besteht eine weitere Aufgabe der Erfindung in der Schaffung einer verbesserten Überbrückungskupplung der vorgenannten Art und Zweckbestimmung.

Die der Erfindung hinsichtlich des Steuerungsverfahrens zugrundeliegende Aufgabe ist dadurch gelöst, daß bei dem Steuerungsverfahren nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Drehmoment des Antriebsaggregats ermittelt sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und adaptiv eingestellt wird, wobei sich ein minimaler Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des berechneten Kupplungsmomentes selbständig einstellt und Abweichungen vom idealen Zustand durch Korrekturen langfristig ausgeglichen werden.

Bei der Erfindung handelt es sich darum, daß eine Aufteilung des Eingangsmomentes in einen vom Wandler zu übertragenden hydraulischen und einen von der Reibungskupplung zu übertragenden mechanischen Anteil erfolgt. Für die stufenlose Steuerung wird die Überbrückungskupplung mit veränderlicher Kraft beaufschlagt, die von einer intelligenten Steuerung so gesteuert wird, daß sich für die jeweilige Fahrsituation eine optimale Aufteilung von Wandlermoment und Lock-up-Moment ergibt.

Kennzeichnend für das Steuerungsverfahren nach der Erfindung ist, daß in allen Betriebsbereichen mit schlupfender Reibungskupplung gefahren werden kann und die Reibungskupplung nicht schlupfabhängig, sondern momentenabhängig angesteuert wird. Der Schlupf stellt sich dann von selbst ein und zur Korrektur des Übertragungsmomentes wird eine langsame Schlupfregelung bzw. Adaption unterlagert. Bei Schaltvorgängen wird die den Wandler überbrückende Reibungskupplung nicht geöffnet, sondern weiterhin momentenabhängig angesteuert. Für die Momentensteuerung ist eine steigende Reibkennlinie hilfreich, wobei der Reibwert zweckmäßigerweise mit ansteigendem Schlupf zunehmen und der Haftreibwert kleiner als der Gleitreibwert sein sollte.

Zweckmäßigerweise kann im Rahmen einer Weiterbildung das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Drehmoment des Antriebsaggregats nach der Momentgleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_{\text{mc}} \times k_{\text{korr}} \times (M_{\text{Antriebsaggregat}} + M_{\text{korr_MOT}}) + M_{\text{korr_WÜ}}$$

5 mit

10	M_{Kupplung}	-	Moment an der Reibungskupplung
	k_{mc}	-	Drehmomentaufteilungsfaktor ($0 \leq k_{\text{mc}} \leq 1$)
	k_{korr}	-	Korrekturfaktor zum Ausgleich multiplikativ eingehender Fehler
15	$M_{\text{korr_MOT}}$	-	Korrekturmoment zum Ausgleich additiv zum Motormoment eingehender Fehler
20	$M_{\text{korr_WÜ}}$	-	Korrekturmoment zum Ausgleich additiv zum Kupplungsmoment eingehender Fehler

ermittelt werden, wobei sich ein minimaler Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des über den gesamten Betriebsbereich des Antriebsstranges konstanten Momentenaufteilungsfaktors k_{mc} selbständig einstellt und Abweichungen vom idealen Zustand durch den Korrekturfaktor k_{korr} und die Korrekturmomente $M_{\text{korr_MOT}}$ und $M_{\text{korr_WÜ}}$ langfristig ausgeglichen werden.

Bei dieser Weiterbildung des erfindungsgemäßen Steuerungsverfahrens ergibt sich ein Schlupfwert der den Wandler überbrückenden Reibungskupplung, der durch Vorgabe der Faktoren k_{mc} und k_{korr} gering gehalten werden kann. In bestimmten Bereichen, etwa bei niedriger Drehzahl und hoher Last (dort zeigen viele Brennkraftmaschinen eine Drehmomentenschwäche) sind die Faktoren so zu wählen, daß das von der Reibungskupplung zu übertragende Moment möglichst so gering ist, daß sich eine höhere Differenzdrehzahl einstellt. Vor allem im Zusammenwirken mit einem weichen Wandler und einer großen Wandlung wird dann in den besonders wichtigen Betriebsbereichen eine Erhöhung des Abtriebsmomentes erreicht, was ein höheres Moment des Antriebsaggregates vortäuscht.

Das erfindungsgemäße Steuerungsverfahren zeichnet sich somit durch gute Schwingungsisolierung bei kleinem Schlupf, bessere Reaktionen im Triebstrang bei Schaltvorgängen und Lastwechselvorgängen sowie größere Beschleunigungsreserven aus, ermöglicht aber auch kleinere und/oder flachere Drehmomentenwandler, was bei Kraftfahrzeugen mit Frontantrieb und quer eingebauten Brennkraftmaschinen von Bedeutung ist. Schließlich ergibt sich ein nicht zu unterschätzender Verbrauchsvorteil, da bei dem erfindungsgemäßen Verfahren der Wandler in allen Gängen von der Reibungskupplung überbrückt wird.

Bei dem Momentenaufteilungsfaktor k_{mc} der im Patentanspruch 2 angegebenen Momentenbeziehung kann es sich um einen von der Abtriebsdrehzahl, von der Drehzahl des Antriebsaggregats allein, sowohl von der Drehzahl als auch vom Drehmoment des Antriebsaggregats oder auch um ein sowohl von der Abtriebsdrehzahl als auch vom Drehmoment des Antriebsaggregats abhängigen Wert handeln. Auch für den Faktor k_{mc} ist mithin die Drehzahl der Antriebsmaschine ein wichtiger Indikator, und zwar entweder für sich allein oder in Verbindung mit dem vom Antriebsaggregat abgegebenen Drehmoment.

Für den Aufbau und die Funktion des Drehmoment-Übertragungssystems bzw. zur Realisierung des Verfahrens ist es zweckmäßig, wenn die Reibungskupplung strömungsdruckmittelbetätigbar und so ausgeführt ist, daß sich zwischen Reibungskupplung und Wandlerdeckel bzw. zwischen Reibungskupplung und dem übrigen Wandlergehäuse zwei getrennte Druckkammern bilden und ein zwischen diesen Druckkammern bestehender Differenzdruck das von der Reibungskupplung übertragene Drehmoment bestimmt.

Gemäß einer anderen sinnvollen Weiterbildung der Erfindung kann bei einem Übertragungssystem mit einer Brennkraftmaschine als Antriebsaggregat dessen Betriebszustand in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Drosselklappenwinkel, in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Saugrohrunterdruck oder in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und Einspritzzeit bestimmt werden. Bei den vorstehend angegebenen Alternativen dient als Indikator für den Betriebszustand immer die Motordrehzahl in Verbindung mit einer weiteren Größe, wie dem Drosselklappenwinkel, dem Saugrohrunterdruck oder der Einspritzzeit.

Aufgrund des dynamischen Verhaltens von Hydraulik- und mechanischen Systemen kann es bei zu schneller Erhöhung des Betrages eines die Aufteilung des vom Drehmomentenübertragungssystem zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters zur Anregung von Schwingungen verschiedener Frequenz durch einen zu großen Betrag des Ruckes oder ein Haften der Reibungskupplung kommen.

Zur Vermeidung solcher Schwingungsanregungen sieht eine sinnvolle Weiterbildung der Erfindung vor, daß das Einstellen eines vom bisherigen abweichenden neu berechneten Betrages eines die Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters, vorzugsweise des Differenzdruckes, nach einer Funktion in Abhängigkeit der Zeit verzögert erfolgt.

Das Einstellen eines vom bisherigen abweichenden neu berechneten Betrages eines die Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters kann

aber auch nach einer Funktion in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems verzögert erfolgen.

Ebenso ist das Einstellen eines vom bisherigen abweichenden neu berechneten Betrages eines die Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters nach einer Funktion in Abhängigkeit des Gradienten der Motordrehzahl verzögert möglich.

Beim Einsatz einer strömungsdruckmittelbetätigbaren Reibungskupplung kann, gemäß einer nochmaligen Weiterbildung der Erfindung, der an der Reibungskupplung gewünschte Differenzdruck mit Hilfe eines PI- oder PID-Reglers eingeregelt werden, wobei die Regelstrecke von dem zur Erzielung eines bestimmten von der Reibungskupplung zu übertragenden Drehmoments notwendigen Differenzdruckes an der Reibungskupplung zu dem sich einstellenden Differenzdruck nicht eindeutig analytisch beschreibbar ist.

Es kann aber auch der gewünschte Differenzdruck dadurch an der Reibungskupplung eingestellt werden, daß einer Kennlinie ein druckproportionales Signal, wie ein Ventilstrom, entnommen und eingestellt wird, wobei der Ausgleich auftretender Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Druck mittels einer I-Rückführung erfolgt. Alternativ dazu kann aber auch der gewünschte Differenzdruck an der Reibungskupplung in der Weise eingestellt werden, daß ein dem gewünschten Differenzdruck proportionales Signal, wie ein Strom- oder Tastverhältnis, berechnet und mit Hilfe eines PI-I- oder PID-Reglers geregelt wird.

Eine andere wichtige Verfahrensvariante sieht vor, daß Abweichungen des tatsächlich von der Reibungskupplung übertragenen Drehmomentes vom gewünschten Drehmoment dadurch festgestellt werden, daß der sich einstellende Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems gemessen und mit Sollwerten verglichen wird. Derartige Abweichungen können aber auch, nach einer anderen Weiterbildung, dadurch festgestellt werden, daß das vom Drehmomentenwandler übertragene Drehmoment aus dessen Charakteristik berechnet und damit die wirkliche Drehmomentenaufteilung zwischen Wandler und Reibungskupplung überprüft wird. Schließlich können auch auftretende Abweichungen des von der Reibungskupplung tatsächlich übertragenen Drehmomentes von dem gewünschten Drehmoment auf multiplikativ eingehende Fehler, auf additiv zum Motormoment eingehende Fehler, auf additiv zum Kupplungsmoment eingehende Fehler, auf multiplikativ und additiv zum Motordrehmoment eingehende Fehler, auf multiplikativ und additiv zum Kupplungsmoment eingehende Fehler oder auf multiplikativ und additiv sowohl zum Motormoment als auch zum Kupplungsmoment eingehende Fehler zurückgeführt und solche Fehler mit einer Zeitkonstanten von mehreren Sekunden kompensiert werden, um lediglich einen adaptiven Charakter der Steuerung zu erreichen.

Eine abermalige Verfahrensvariante ist dadurch gekennzeichnet, daß bei der Signalisierung eines Beschleunigungswunsches seitens des Fahrers, was sich vorzugsweise durch die Änderungsgeschwindigkeit des Drosselklappenwinkels bemerkbar macht, der Schlupf im Drehmomentenübertragungssystem mittels Reduzierung des k_{me} -Faktors erhöht und dadurch die vom Wandler angebotene Drehmomentenüberhöhung als zusätzliche Drehmomentenreserve genutzt werden kann.

Schließlich wird, bei einer nochmaligen Verfahrensvariante, der Schlupf im Drehmomentenübertragungssystem in allen Gängen von der Reibungskupplung bestimmt, wodurch der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung durch den Wandler in den Hintergrund tritt und eine Wanderauslegung hinsichtlich einer hohen Stall-Speed-Drehzahl und eines breiten Wandlerbereichs erlaubt. Damit kann die zur Verfügung stehende Drehmomentenreserve bei gezielter Erhöhung des Schlupfs im Drehmomenten-Übertragungssystem wesentlich vergrößert werden.

Die bezüglich der Schaffung einer verbesserten Überbrückungskupplung gestellte Erfindungsaufgabe ist durch eine strömungsdruckmittelbetätigbare Kupplung mit einem Pumpenrad, einem Turbinenrad, einem Leitrad und einem zur Drehachse zentrischen, drehfest mit dem Pumpenrad verbundenen sowie das Turbinenrad umschließenden Wandlerdeckel gelöst, bei der ein zwischen dem Wandlerdeckel und dem Turbinenrad angeordneter zentrischer Ringkolben radial außen als konische Kupplungs-Reibscheibe ausgebildet ist, wie dies im einzelnen noch weiter unten beschrieben ist. Dabei kann der Ringkolben radial innen eine auf einer drehfest mit dem Turbinenrad verbundenen Gegendichtnabe aufgenommene Dichtnabe besitzen.

Ein weiterer Grundgedanke der Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete, strömungsdruckmittelbetätigbare Reibungskupplung mit zwei zwischen einem Turbinenrad des Wandlers und einem Wandlerdeckel angeordneten und so gestalteten Druckkammern besitzt, daß ein zwischen diesen Druckkammern bestehender Differenzdruck das von der Reibungskupplung übertragbare Drehmoment bestimmt, das ferner mit einem Meßwerterfassungssystem, einer zentralen Rechneinheit und einem im Zusammenwirken mit der Rechneinheit eine gezielte Veränderung des Differenzdruckes zwischen den beiden Druckkammern und damit des von der Reibungskupplung übertragbaren Drehmomentes vermittelnden Hydrauliksystem ausgerüstet ist.

Verfahren zum Steuern von Drehmomenten-Übertragungssystemen, bei denen durch gezielte Einstellung des Differenzdruckes zwischen den Druckkammern einer zu einem Wandler parallel angeordneten und diesen überbrückenden Reibungskupplung das von letzterer zu übertragende Drehmoment eingestellt wird, sind an sich bekannt.

So ist in der DE-OS 31 30 871 in Verbindung mit einem Drehmomenten-Übertragungssystem der oben angegebenen Art ein Regelungsverfahren beschrieben, bei dem die zwischen An- und Abtrieb auftretenden Schlupfwerte gemessen, mit vorgegebenen Schlupfsollwerten verglichen und etwaig festgestellten Differenzen entgegengeregt wird. Letzteres geschieht in der Weise, daß die Differenz zwischen den Strömungsmitteldruckbeaufschlagungen der beiden Druckkammern einer Reibungskupplung verändert wird. Es handelt sich somit um ein auf der klassischen Schlupfregelung basierendes Regelungsverfahren.

Aus der US-PS 5 029 087 ist ebenfalls ein Regelungsverfahren für Wandler mit parallel angeordneter Rei-

bungskupplung vorbekannt, bei dem der Schlupf an der Kupplung gemessen, mit vorgegebenen Sollschlupfwerten verglichen und in Abhängigkeit von festgestellten Abweichungen der Differenzdruck zwischen den beiden Druckkammern der Reibungskupplung verändert wird. Auch hier handelt es sich somit um eine typische Schlupfregelung, bei der gemessenen Abweichungen von den vorgegebenen Schlupfwerten entgegengeregt wird.

Schließlich ist auch aus der US-PS 4 577 737 ein Verfahren zur Beeinflussung eines Drehmomenten-Übertragungssystems der oben angegebenen Art bekannt, bei dem die Drehmomenten-Übertragung durch einen hydrodynamischen Wandler mittels eines Drehmomenten-Sensors direkt gemessen und die Drehmomenten-Übertragung in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Antriebsmaschine festgelegt wird. Der Schluß der den Wandler überbrückenden Reibungskupplung wird dabei so eingeregelt, daß die geforderte Drehmomenten-Übertragung gewährleistet sein soll.

Bei diesem Steuerungsverfahren kann das vom Wandler übertragene Drehmoment, ähnlich dem sich einstellenden Schlupf, naturgemäß erst dann gemessen und beeinflußt werden, nachdem es sich eingestellt hat. Insoweit handelt es sich auch hier um ein der Schlupfregelung verwandtes Regelungskonzept, obgleich hier mit dem vom Wandler zu übertragenden Drehmoment gearbeitet wird.

Derartige Schlupfregelungen, bei denen die Differenz zwischen der Abtriebsdrehzahl einer Antriebsmaschine und der Eingangsdrehzahl eines dem Drehmomenten-Übertragungssystem nachgeordneten Getriebes oder ein dieser Drehzahldifferenz entsprechender Wert gemessen, mit Sollwerten verglichen und einer möglichen Abweichung der Ist- von den Sollwerten entgegengeregt wird, haben sich als nicht voll befriedigend erwiesen.

So ändert sich bei Schaltvorgängen die Drehzahldifferenz infolge Momentenänderungen. Die Drehzahlregelung erfolgt dabei so spät, daß es abtriebsseitig bzw. im Getriebemoment zu unerwünschten Überschwüngen kommen kann. Ferner kommt es beim Schalten am Ende eines Schaltvorganges zum Haften der den Wandler überbrückenden Reibungskupplung. Demgemäß muß die Reibungskupplung bei Schaltvorgängen geöffnet werden. Die Schlupfregelung versucht bei Schaltvorgängen die Drehzahldifferenz zwischen der Abtriebsdrehzahl der Antriebsmaschine und der Eingangsdrehzahl des Getriebes auf dem Sollwert zu halten, arbeitet also gegen das dem Drehmomenten-Übertragungssystem nachgeordnete Getriebe.

Demgemäß besteht eine Aufgabe der Erfindung in der Schaffung eines verbesserten Verfahrens zum Steuern eines Drehmomenten-Übertragungssystems das einen Wandler, eine diesen überbrückende Reibungskupplung und ein nachgeschaltetes Automatikgetriebe, sowie in der Schaffung zumindest im Zusammenhang mit anderen Erfindungsgedanken der vorliegenden Anmeldung in besonders vorteilhafter Weise anwendbarer verbesserter mechanischer Komponenten, wie eines verbesserten Wandlers und einer verbesserten Reibungskupplung.

Die der Erfindung hinsichtlich des Steuerungsverfahrens zugrundeliegende Aufgabe ist dadurch gelöst, daß bei dem Steuerungsverfahren nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Antriebsaggregats nach der Drehmomentgleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_e \times k_{\text{kor}} \times M_{\text{Antriebsaggregat}}$$

mit $k_e = k_{me}$ als Momentenaufteilungsfaktor und k_{kor} als Korrekturfaktor ermittelt sowie die zur Übertragung des vorherbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und eingestellt wird, wobei sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des Momentenaufteilungsfaktors k_e selbständig einstellt und der Korrekturfaktor k_{kor} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht.

Ein weiterer erfinderischer Grundgedanke bezieht sich auf ein Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit besitzt, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von selbiger übertragene Drehmoment in Zusammenarbeit mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist, wobei das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Antriebsaggregats nach der Momentgleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_e \times k_{\text{kor}} \times M_{\text{Antriebsaggregat}}$$

mit $k_e = k_{me}$ als Momentenaufteilungsfaktor und k_{kor} als Korrekturfaktor ermittelt sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und eingestellt wird, wobei sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des über den gesamten Betriebsbereich des Antriebsstranges konstanten Momentenaufteilungsfaktors k_e selbständig einstellt und der Korrekturfaktor k_{kor} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht.

Die Erfindung betrifft ebenfalls ein Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit besitzt, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von selbiger übertragene Drehmoment in Zusammenarbeit mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist, wobei das von der Reibungs-

kupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Antriebsaggregats nach der Momentengleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_e \times k_{\text{kor}} \times M_{\text{Antriebsaggregat}}$$

mit $k_e = k_{me}$ als Momentenaufteilungsfaktor und k_{kor} als Korrekturfaktor

ermittelt, sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und eingestellt wird, wobei sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des motorkennfeldunabhängigen Momentenaufteilungsfaktors k_e selbständig einstellt und der Korrekturfaktor k_{kor} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht.

Die der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe kann auch gelöst werden durch ein Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit besitzt, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von selbiger übertragene Drehmoment in Zusammenarbeit mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist, wobei das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Antriebsaggregats nach der Momentengleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_e \times k_{kor} \times M_{\text{Antriebsaggregat}}$$

mit $k_e = K_{me}$ als Momentenaufteilungsfaktor und k_{kor} als Korrekturfaktor

ermittelt, sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und eingestellt wird, wobei sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des von der Drehzahl des Antriebsaggregats allein abhängigen Momentenaufteilungsfaktors k_e selbständig einstellt und der Korrekturfaktor k_{kor} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht.

Eine weitere Lösungsmöglichkeit der Aufgabe besteht in einem Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von selbiger übertragene Drehmoment in Zusammenarbeit mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist, wobei das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Antriebsaggregats nach der Momentengleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_e \times k_{kor} \times M_{\text{Antriebsaggregat}}$$

mit $k_e = K_{me}$ als Momentenaufteilungsfaktor und k_{kor} als Korrekturfaktor

ermittelt, sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und eingestellt wird, wobei sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des sowohl von der Drehzahl als auch vom Drehmoment des Antriebsaggregats abhängigen Momentenaufteilungsfaktors k_e selbständig einstellt und der Korrekturfaktor k_{kor} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht.

Bei der Erfindung handelt es sich darum, daß eine Aufteilung des Eingangsmomentes in einen vom Wandler zu übertragenden hydraulischen und einen von der Reibungskupplung zu übertragenden mechanischen Anteil erfolgt. Für die stufenlose Regelung wird die Überbrückungskupplung mit veränderlicher Kraft beaufschlagt, die von einer intelligenten Steuerung so gesteuert wird, daß sich für die jeweilige Fahrsituation eine optimale Aufteilung von Wandlermoment und Lock-up-Moment ergibt.

Für den Aufbau und die Funktion des Drehmoment-Übertragungssystems bzw. zur Realisierung des Verfahrens kann es zweckmäßig sein, wenn die Reibungskupplung strömungsdruckmittelbetätigbar und so ausgeführt ist, daß sich zwischen Reibungskupplung und Wandlerdeckel bzw. zwischen Reibungskupplung und dem übrigen Wandlergehäuse zwei getrennte Druckkammern bilden und daß ein zwischen diesen Druckkammern bestehender Differenzdruck das von der Reibungskupplung übertragene Drehmoment bestimmt.

Kennzeichnend für das Steuerungsverfahren nach der Erfindung ist somit, daß in allen Betriebsbereichen mit schlupfender Reibungskupplung gefahren werden kann und die Reibungskupplung nicht schlupfabhängig, sondern momentenabhängig angesteuert wird. Der Schlupf stellt sich dann von selbst ein und zur Korrektur des Übertragungsmomentes wird eine langsame Schlupfregelung unterlagert. Bei Schaltvorgängen wird die den Wandler überbrückende Reibungskupplung nicht geöffnet, sondern weiterhin momentenabhängig angesteuert. Für die Momentensteuerung ist eine steigende Reibkennlinie hilfreich, wobei der Reibwert zweckmäßigerweise mit ansteigendem Schlupf zunehmen und der Haftreibwert kleiner als der Gleitreibwert sein sollte.

Bei dem erfindungsgemäßen Steuerungsverfahren ergibt sich ein Schlupfwert der den Wandler überbrückenden Reibungskupplung, der durch Vorgabe der Faktoren k_e und k_{kor} gering gehalten werden kann. In bestimmten Bereichen, etwa bei niedriger Drehzahl und hoher Last (dort zeigen viele Brennkraftmaschinen eine Dreh-

momentenschwäche) ist der Faktor so zu wählen, daß das von der Reibungskupplung zu übertragende Moment so gering ist, daß sich eine höhere Differenzdrehzahl einstellt. Vor allem im Zusammenwirken mit einem weichen Wandler und einer großen Wandlung wird dann in den besonders wichtigen Betriebsbereichen eine Erhöhung des Abtriebsmomentes erreicht, was ein höheres Moment des Antriebsaggregates vortäuscht.

- 5 Das erfindungsgemäße Steuerungsverfahren zeichnet sich somit durch gute Schwingungsisolierung bei kleinem Schlupf, bessere Reaktionen im Triebstrang bei Schaltvorgängen und Lastwechselvorgängen sowie größere Beschleunigungsreserven aus, ermöglicht aber auch kleinere und/oder flachere Drehmomentenwandler, was bei Kraftfahrzeugen mit Frontantrieb und quer eingebauten Brennkraftmaschinen von Bedeutung ist. Schließlich ergibt sich ein nicht zu unterschätzender Verbrauchsvorteil, da bei dem erfindungsgemäßen Verfahren der

- 10 Wandler in allen Gängen von der Reibungskupplung überbrückt wird.
Gemäß einer sinnvollen Weiterbildung der Erfindung kann bei einem Übertragungssystem mit einer Brennkraftmaschine als Antriebsaggregat dessen Betriebszustand in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Drosselklappenwinkel, in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Saugrohrunterdruck oder in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und Einspritzzeit bestimmt wird. Bei den vorstehend angegebenen Alternativen

- 15 dient als Indikator für den Betriebszustand immer die Motordrehzahl in Verbindung mit einer weiteren Größe, wie dem Drosselklappenwinkel, dem Saugrohrunterdruck oder der Einspritzzeit.
Eine andere sinnvolle Weiterbildung sieht vor, daß der Faktor k_e der im Patentanspruch 1 angegebenen Momentenbeziehung ein über den gesamten Betriebsbereich des Antriebsstranges konstanter, von der Drehzahl des Antriebsaggregats allein oder sowohl von der Drehzahl als auch vom Moment des Antriebsaggregats

- 20 abhängiger Wert ist. Auch für den Faktor k_e ist mithin die Drehzahl der Antriebsmaschine ein wichtiger Indikator, und zwar entweder für sich allein oder in Verbindung mit dem vom Antriebsaggregat abgegebenen Drehmoment.
Gemäß einer anderen Ausgestaltung kann das erfindungsgemäße Steuerungsverfahren auch dadurch gekennzeichnet sein, daß ein in der zentralen Recheneinheit in Abhängigkeit von einer Drehmomentenänderung im

- 25 Antriebsstrang ermitteltes, von der Reibungskupplung zu übertragendes Drehmoment, das vom momentanen Drehmoment abweicht, eingestellt wird durch das Vorausbestimmen des nach einem Abtastintervall zu einem Zeitpunkt t_{n+1} gewünschten Wertes eines beliebigen, das von der Reibungskupplung übertragene Drehmoment bestimmenden Parameters X nach einer Funktion, die unerwünschte Ereignisse, wie z. B. das Haften der

- 30 Reibungskupplung, ausschließt, durch das Berechnen des für das Erreichen des gewünschten Wertes des Parameters X nach einem Zeitintervall Δt erforderlichen Gradienten ΔX , durch das Einstellen des errechneten Gradienten ΔX mittels des Hydrauliksystems und das Wiederholen der vorstehenden Schrittfolge bis zum Erreichen eines Sollwertes X_{Soll} .

- Insbesondere kann das Verfahren gemäß dieser Ausgestaltung durch eine Proportionalitätsregelung gekennzeichnet sein, bei der als Parameter der Differenzdruck ΔP zwischen den Druckkammern der Kupplung

- 35 vorausbestimmt wird nach der Beziehung
$$\Delta P_{n+1} = (1 - \beta) \times \Delta P_{\text{Soll}} + \beta \times \Delta P_n$$

mit
40 $\beta = f(T_v, t)$.
Alternativ dazu kann auch ein in der zentralen Recheneinheit in Abhängigkeit von einer Drehmomentenänderung im Antriebsstrang ermittelter neuer Wert des von der Reibungskupplung übertragenen Drehmomentes eingestellt werden durch das Berechnen des Gradienten ΔX eines beliebigen, das von der Reibungskupplung

- 45 übertragene Drehmoment bestimmenden Parameters X nach einer Funktion, die unerwünschte Ereignisse, wie z. B. das kurzzeitige Haften der Reibungskupplung, ausschließt, durch das Einstellen des gewünschten Gradienten ΔX mittels des Hydrauliksystems und durch Wiederholen der Schrittfolge bis zum Erreichen des geforderten Sollwertes X_{Soll} . Bei dieser alternativen Ausgestaltung kann der Gradient der Druckdifferenz ΔP zwischen den Druckkammern der Kupplung als Parameter berechnet werden nach der Beziehung

- 50
$$\Delta \Delta P = C_1 \times (\Delta P_{\text{Soll}} - \Delta P_n)$$

Dabei bedeutet:

- $\Delta \Delta P = C_1 \times (\Delta P_{\text{Soll}} - \Delta P_{1st})$
55 (siehe auch Fig. 10).
 $\Delta \Delta P \dots$ Änderung des Differenzdruckes ΔP im nächsten Zeitintervall
 $\Delta P_{\text{Soll}} \dots$ Solldruckdifferenz
 $\Delta P_n \dots$ Istdruckdifferenz zum Zeitpunkt t_n
 $C_1 \dots$ Proportionalitäts- oder Verstärkungsfaktor mit $0 \leq C_1 \leq 1$.

- 60 Der Verstärkungsfaktor C_1 bestimmt, wie schnell eine Abweichung zwischen ΔP_{Soll} und ΔP_n ausgeglichen wird.
Grenzwerte: $C_1 = 0, C_1 = 1$.

- Bei $C_1 = 0$ würde kein Ausgleich erfolgen, da der Druckzuwachs $\Delta \Delta P$ im nächsten Rechenintervall gleich Null

- 65 wäre.
 $C_1 = 1$ kommt einem Sollwertsprung gleich, da die gesamte Abweichung zwischen Soll- und Startwert (ΔP_{Soll} , ΔP_{Start} in Fig. 10) in einem Zeitintervall vollzogen werden müßte. Diese beiden Grenzwerte haben also nur theoretischen Wert. Wichtig ist der Bereich $0 < C_1 < 1$. Dieser beeinflußt, wie schnell eine Abweichung

zwischen Soll- und Istwert erfolgt. Je kleiner C_1 , desto länger dauert der Ausgleich.

Der Vorteil dieser Art des Ausgleiches einer Abweichung zwischen Soll- und Istwert liegt darin, daß bei einer großen Abweichung zwischen Soll- und Istwert eine große Stellgröße, das heißt ein großer Wert für $\Delta\Delta P$ errechnet wird. Nähert man sich mit dem Istwert dem Sollwert an, wird der Wert für $\Delta\Delta P$ immer kleiner und man erreicht ein "weiches" Einlaufen des Soll- auf den Istwert. Man kann dadurch Schwingungsanregungen entgegenwirken.

Ebenfalls im Rahmen des erfindungsgemäßen Steuerungsverfahrens kann bei Betriebsfällen, bei denen eine Reduzierung des Eingangsdrehmomentes am Drehmomenten-Übertragungssystem zu erwarten ist, wie etwa bei Gangrückschaltungen oder beim Zuschalten von Zusatzaggregaten, einem möglichen kurzzeitigen Haften der Reibungskupplung durch das Herabsetzen des von der Reibungskupplung übertragenen Drehmomentes in der Form entgegengewirkt werden, daß entweder der Drehmomentenaufteilungsfaktor k_e oder der Korrekturfaktor k_{korr} um einen vorbestimmten Wert vermindert und nach einer Funktion zeitabhängig wieder auf einen für die Schwingungsisolation und die Kraftstoffökonomie optimalen Wert angehoben wird.

Eine nochmals andere Verfahrensvariante sieht vor, daß der Korrekturfaktor k_{korr} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht, indem vorzugsweise in einem festgelegten, quasi stationären Betriebsbereich der sich einstellende Schlupf gemessen und mit Sollschlupfwerten, die eine optimale Schwingungsisolation bei höchstmöglicher Kraftstoffökonomie garantieren, verglichen und der Faktor k_{korr} bei einer Abweichung zwischen Soll- und Istschlupfwerten abgeglichen wird.

Eine abermalige Verfahrensvariante ist dadurch gekennzeichnet, daß bei der Signalisierung eines Beschleunigungswunsches seitens des Fahrers, was sich vorzugsweise durch die Änderungsgeschwindigkeit des Drosselklappenwinkels bemerkbar macht, durch Herabsetzen eines der Faktoren k_e oder k_{korr} der Schlupf im Drehmomenten-Übertragungssystem erhöht und dadurch die vom Wandler angebotene Drehmomentenerhöhung als zusätzliche Drehmomentenreserve genutzt werden kann.

Schließlich wird, bei einer abermaligen Verfahrensvariante, der Schlupf im Drehmomenten-Übertragungssystem vorzugsweise in allen Gängen von der Reibungskupplung bestimmt, wodurch der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung durch den Wandler in den Hintergrund tritt und eine Wandlerauslegung hinsichtlich eines möglichst breiten Wandlungsbereiches gestattet, womit die zur Verfügung stehende Drehmomentenreserve bei gezielter Erhöhung des Schlupfs im Drehmomenten-Übertragungssystem wesentlich vergrößert werden kann.

Ein weiterer grundlegender Gedanke der Erfindung bezieht sich auf ein Drehmomenten-Übertragungssystem für den Triebstrang eines mit einem Gangwechselgetriebe ausgerüsteten Fahrzeugs, insbesondere eines Kraftfahrzeugs mit Brennkraftmaschinenantrieb, mit einem Strömungswandler, der mit einem Antriebsaggregat des Fahrzeugs in Antriebsverbindung steht und über eine Abtriebswelle mit einem nachgeschalteten Automatikgetriebe wirkverbunden ist, mit einer zum hydrodynamischen Wandler parallel angeordneten Reibungskupplung, die strömungsdruckmittelbetätigbar ist und je eine zwischen einem Turbinenrad des Wandlers und einem mit einer Reibscheibe wirkverbundenen Ringkolben einerseits sowie zwischen letzterem und einem Wandlerdeckel andererseits angeordnete Druckkammer besitzt, die so gestaltet sind, daß ein zwischen diesen Druckkammern bestehender Differenzdruck das von der Reibungskupplung übertragbare Drehmoment bestimmt, mit einem Meßwerterfassungssystem, einer zentralen Rechereinheit und mit einem im Zusammenwirken mit der Rechereinheit eine gezielte Veränderung des Differenzdrucks zwischen den beiden Druckkammern und damit des von der Reibungskupplung übertragbaren Drehmoments vermittelnden Hydrauliksystem.

Drehmomenten-Übertragungssysteme, bei denen durch gezielte Einstellung des Differenzdruckes zwischen den Druckkammern einer zu einem Wandler parallel angeordneten und diesen überbrückenden Reibungskupplung das von letzterer zu übertragende Drehmoment eingestellt wird, sind bekannt.

So ist in der bereits genannten DE-OS 31 30 871 ein Drehmomenten-Übertragungssystem der oben angegebenen Art beschrieben, bei dem die zwischen An- und Abtrieb auftretenden Schlupfwerte gemessen, mit vorgegebenen Schlupfsollwerten verglichen und etwaig festgestellten Differenzen entgegengeregt wird. Dies geschieht in der Weise, daß die Differenz zwischen den Strömungsmitteldruckbeaufschlagungen der beiden Druckkammern einer parallel zu einem hydrodynamischen Wandler angeordneten Reibungskupplung verändert wird.

Aus der ebenfalls bereits genannten US-PS 5,029,087 ist ebenfalls ein Drehmomenten-Übertragungssystem mit einem Wandler und einer dazu parallel angeordneten Reibungskupplung vorbekannt, bei dem der Schlupf an der Kupplung gemessen, mit vorgegebenen Sollschlupfwerten verglichen und in Abhängigkeit von festgestellten Abweichungen der Differenzdruck zwischen den beiden Druckkammern der Reibungskupplung verändert wird.

Schließlich ist auch aus der US-PS 4,577,737 ein Drehmomenten-Übertragungssystem der oben angegebenen Art bekannt, bei dem die Drehmomenten-Übertragung durch einen hydrodynamischen Wandler mittels eines Drehmomenten-Sensors direkt gemessen und die Drehmomenten-Übertragung in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Antriebsmaschine festgelegt wird. Der Schluß der den Wandler überbrückenden Reibungskupplung wird dabei so eingeregelt, daß die geforderte Drehmomenten-Übertragung gewährleistet ist.

Kennzeichnend für die Drehmomenten-Übertragungssysteme nach dem Stand der Technik ist, daß die parallel zum Strömungswandler angeordnete Reibungskupplung, die in den unteren Gängen vollständig offen ist, in den oberen Gängen zugeschaltet wird. Um einen guten Gesamtwirkungsgrad zu erreichen und die anfallende Wärme zu begrenzen, sind die Wandler "hart" ausgelegt. Angesichts dieser "harten" Wandlerauslegung fällt die Momentenüberhöhung mit zunehmender Drehzahl stark ab mit der Folge, daß im mittleren Drehzahlbereich nur noch eine sehr begrenzte und im oberen Drehzahlbereich überhaupt keine Momentenüberhöhung mehr stattfindet.

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht daher in der Schaffung eines dahingehend verbesserten Drehmomenten-Übertragungssystems, daß im Interesse von Beschleunigungsreserven im mittleren und auch im höheren Drehzahlbereich noch eine wirksame Momentenüberhöhung erreicht wird und daß der Treibstoffver-

brauch gesenkt werden kann.

Gelöst ist diese Aufgabe erfindungsgemäß dadurch, daß bei dem Drehmomenten-Übertragungssystem nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 die Reibungskupplung in allen Fahrgängen gesteuert wird und daß der Strömungswandler gegenüber konventionellen Wandlern eine höhere Wandlung aufweist, die vorzugsweise größer als 2,5 ist. Besonders zweckmäßig kann es sein, wenn die Drehmomentwandlung zwischen Turbinenrad und Pumpenrad in der Größenordnung von 2,5 bis 3,5 liegt.

Bei einer vorgegebenen Brennkraftmaschine ist es besonders zweckmäßig, wenn der im Zusammenhang mit der Erfindung verwendete Drehmomentwandler einen kleineren Kapazitätsfaktor besitzt als die bisher für diese Brennkraftmaschine verwendeten Drehmomentwandler. Das bedeutet also, daß bei einem durch die Brennkraftmaschine vorgegebenen Drehmomentverlauf die Festbremsdrehzahl des Drehmomentwandlers gemäß der Erfindung höher liegt als bei einem konventionellen Wandler. Unter Festbremsdrehzahl ist die Drehzahl zu verstehen, bei der der Verlauf des vom Turbinenrad aufgenommenen Drehmoments sich mit der Drehmomentkennlinie der Brennkraftmaschine schneidet. Um diese Drehzahl zu ermitteln wird das Turbinenrad blockiert und das Pumpenrad durch die Brennkraftmaschine angetrieben. Bei den bisherigen Auslegungen von Drehmomentwandlern liegt die Festbremsdrehzahl in der Größenordnung von 1800 bis 3000 Umdrehungen pro Minute. Durch die erfindungsgemäße Auslegung kann diese Festbremsdrehzahl auch in den Bereich oberhalb 3000 Umdrehungen pro Minute verlagert werden. Je kleiner der Kapazitätsfaktor wird, um so weicher wird der Wandler. Dies bedeutet auch, daß der Verlauf des Turbinen- bzw. Pumpenmoments über der Turbinen- bzw. Pumpendrehzahl gegenüber den bisher eingesetzten Wandlern flacher ist.

Bei der Erfindung ist der Wandler somit "weich" ausgelegt und kann auch ein wesentlich breiteres Sekundärkennfeld aufweisen.

Dadurch stehen größere Beschleunigungsreserven zur Verfügung, die vor allem bei Überholvorgängen oder in Beschleunigungsphasen genutzt werden können und außerdem vielfach ein Zurückschalten in einen kleineren Gang unnötig machen.

Der zusätzlich nutzbare Bereich des Sekundärkennfeldes des erfindungsgemäß ausgelegten Wandlers wird überwiegend nur bei instationären Zuständen angefahren. Die in dieser Zeit anfallende Wärmemenge ist nicht höher als bei konventionellen Systemen und daher unkritisch. Gleichwohl hat sich gemäß einer Weiterbildung der Erfindung als sinnvoll erwiesen, wenn bei dem Drehmomenten-Übertragungssystem mittels der Rechneinheit die im Fahrbetrieb anfallende Wärme hochgerechnet und die so erstellte Ist-Wärmebilanz mit der konstruktionsbedingt zulässigen Wärmemenge verglichen wird. Die Öltemperatur wird außerdem gemessen, damit bei der Berechnung vom aktuellen Temperaturniveau ausgegangen werden kann.

Durch diese Maßnahme wird ein unverhältnismäßig hoher Wärmeanfall rechtzeitig erkannt und damit die Voraussetzung für eine Reduzierung der Wärmemenge geschaffen. Wird die Wärmebelastung des gesamten Systems zu groß, wird der Schlupf reduziert. Wird die Belastung der Reibfläche zu groß, so wird der Schlupf abhängig vom Fahrerwunsch verändert: Will der Fahrer beschleunigen und kann noch Wandlung angeboten werden, so wird das Lock-up-Moment reduziert und damit der Schlupf vergrößert. Andernfalls wird das Lock-up-Moment vergrößert und damit der Schlupf reduziert.

Eine andere wichtige Weiterbildung der Erfindung sieht vor, daß eine zwischen der Turbine des Wandlers und der Reibscheibe der Lock-up-Kupplung wirksame Dämpfereinheit vorzugsweise auf den Teillastbereich ausgelegt ist, in dem eine vollständige Wandlerüberbrückung in Betracht kommt. Dies ermöglicht eine wesentlich bessere Dämpfung von Drehschwingungen als bei konventionellen Dämpfern, die auf Vollast ausgelegt sind. Im übrigen Bereich wird die Isolation hochfrequenter Schwingungen über den Schlupf gewährleistet.

Diese Maßnahme ermöglicht eine besonders kompakte Wandlerausbildung, bei welcher der Wirkungsgrad angesichts der oben erläuterten Lock-up-Steuerung nur noch von sekundärer Bedeutung ist.

Weitere erfinderische Maßnahmen ergeben sich aus den Unteransprüchen der Figurenbeschreibung und den Zeichnungen.

Ein weiterer Grundgedanke der Erfindung bezieht sich, wie bereits erwähnt, auf eine Überbrückungskupplung für einen hydrodynamischen Strömungswandler mit einem Pumpenrad, einem Turbinenrad, einem Leitrad und einem zur Drehachse zentrischen, drehfest mit dem Pumpenrad verbundenen sowie das Turbinenrad umschließenden Wandlerdeckel, wobei gemäß einem weiteren selbständigen oder in Kombination mit wenigstens einem weiteren, der vorliegenden Anmeldung zugrundeliegenden Merkmal verwendbaren Erfindungsmerkmal der zwischen dem Wandlerdeckel und dem Turbinenrad angeordnete zentrische Ringkolben radial außen mit einer konischen Kupplungsreibfläche versehen ist. Dabei kann der Ringkolben radial innen eine auf einer drehfest mit dem Turbinenrad verbundenen Gegendichtnabe aufgenommene Dichtnabe besitzen und zumindest ein ringförmig ausgebildetes Dämpferelement einer Dämpfereinheit in Umfangsrichtung zwischen einem drehfest mit dem Ringkolben verbundenen Dämpferantriebsteil und einem mit dem Turbinenrad drehfest verbundenen Dämpferabtriebsteil aufgenommen sein.

Die Dämpfereinheit kann dabei, wie bereits erwähnt, einen Dämpfer mit drehfedernden Mitteln umfassen, die ringförmig ausgebildet und auf der zum Wandlerdeckel hinweisenden Seite des Ringkolbens zwischen dessen Nabenteil und der mit einer entsprechend konisch gestalteten Gegenreibfläche des Wandlerdeckels zusammenwirkenden Reibfläche angeordnet sind.

Eine Überbrückungskupplung der vorgenannten Art mit sich nach der vom Turbinenrad weg weisenden Seite öffnende Konen weist eine besonders geringe axiale Baulänge auf und ermöglicht auch die Anordnung eines Federdämpfers mit großen Verdrehwinkeln, da das ringförmige Dämpferelement zwischen dem radial äußeren Bereich des Turbinenrades und der mit einer Reibfläche versehenen Kupplungsreibscheibe des Ringkolbens angeordnet werden kann. Dies führt zu einer Vergrößerung des Zwickels zwischen dem peripheren Bereich des Turbinenrades und der Kupplungsreibscheibe des Ringkolbens und damit zu verbesserten Einbaumöglichkeiten für die Dämpfereinheit.

Für manche Anwendungsfälle kann es aber auch vorteilhaft sein, wenn die zusammenwirkenden Reibflächen des Ringkolbens und Wandlerdeckels als sich zum Turbinenrad hin öffnende Konen ausgebildet sind. Auch diese Bauweise gewährleistet die für konische Kupplungen typische Kraftverstärkung und die besonders steife Ausbildung des Ringkolbens.

Eine konstruktiv sinnvolle Ausgestaltung sieht vor, daß mit dem Turbinenrad in dessen radial äußeren Bereich das Dämpferabtriebssteil drehfest verbunden ist, an dem sich das Dämpferelement abtriebsseitig abstützt, während die antriebsseitige Abstützung ein mit dem Ringkolben drehfest verbundenes Dämpferantriebssteil vermittelt.

Bei diesem Dämpferabtriebssteil kann es sich zweckmäßigerweise um ein mit dem Turbinenrad verschweißtes Ringsteil mit in Richtung auf die Reibscheibe des Ringkolbens vorstehenden Mitnehmerfingern handeln.

Das Dämpferantriebssteil ist dagegen bevorzugt blattfederartig ausgebildet, mit dem Ringkolben drehfest verbunden und mit auf der zum Turbinenrad des Drehmomentenwandlers hinweisenden Seite der Kupplungsreibscheibe vorstehend und die Dämpfer-Federelemente umgreifenden Armen sowie an einem Stirnende in Umfangsrichtung abstützenden Mitnehmern versehen.

Anhand der beigefügten Zeichnungen sollen nachstehend Einzelheiten des erfindungsgemäßen Steuerungsverfahrens bei dessen Anwendung bei Kraftfahrzeugen mit Brennkraftmaschinenantrieb und einem Drehmomenten-Übertragungssystem mit einem Strömungswandler und einer dazu parallelen Überbrückungskupplung erläutert werden, desgleichen eine als Ausführungsbeispiel veranschaulichte Überbrückungskupplung. Es zeigen:

Fig. 1 in einer schematischen Darstellung ein Drehmomenten-Übertragungssystem mit einem Strömungswandler und einer dazu parallel angeordneten und den Wandler überbrückenden Reibungskupplung,

Fig. 2 eine Halbschnittansicht des der schematischen Darstellung in Fig. 1 entsprechenden Drehmomenten-Übertragungssystems mit einem Wandler und einer Lock-up-Kupplung sowie mit einem Schema der zugeordneten Druckmediensteuerung,

Fig. 3 in einem Schaubild die Aufteilung des Motormomentes in ein von dem Drehmomentenwandler und ein von der Überbrückungskupplung zu übertragendes Moment in Abhängigkeit von dem am Wandler und der diesen überbrückenden Reibungskupplung auftretenden Schlupf,

Fig. 4 die Motordrehzahl und die Differenzdrehzahl am Wandler in Abhängigkeit von der Zeit beim Beschleunigen eines Kraftfahrzeuges mit einem Schaltvorgang bei gemäß der Erfindung momentengesteuerter Wandlerüberbrückung,

Fig. 5 korrespondierend zu Fig. 4 das Abtriebsmoment über die Zeit beim Beschleunigen eines Fahrzeugs mit einem Schaltvorgang bei momentengesteuerter Wandlerüberbrückung,

Fig. 6 in einer Ansicht wie in Fig. 4 das Drehzahlverhalten beim Beschleunigen und bei schlupfgeregelter Wandlerüberbrückung,

Fig. 7 korrespondierend zu Fig. 6 in einer Ansicht wie in Fig. 5 das Abtriebsmoment über der Zeit beim Beschleunigen bei schlupfgeregelter Wandlerüberbrückung,

Fig. 8 in einer Ansicht wie in den Fig. 4 und 6 das Drehzahlverhalten beim Beschleunigen mit während eines Schaltvorganges geöffneter und nach dem Schaltvorgang wieder geschlossener Wandlerüberbrückung,

Fig. 9 korrespondierend zu Fig. 8 in einer Ansicht wie in den Fig. 5 und 6 das Abtriebsmoment über der Zeit beim Beschleunigen mit während eines Schaltvorganges geöffneter und nach dem Schaltvorgang wieder geschlossener Wandlerüberbrückung,

Fig. 10 ein den Verlauf der an der Überbrückungskupplung wirksamen Druckdifferenz in Abhängigkeit von der Zeit veranschaulichendes Schaubild zur Vorausbestimmung des nach einem Abtastintervall gewünschten Wertes der Druckdifferenz,

Fig. 11 ein Drehmomenten-Übertragungssystem mit einer einen hydrodynamischen Wandler überbrückenden Reibungskupplung,

Fig. 12 in einem Schaubild die Aufteilung des Motormomentes in ein vom Drehmomentwandler und ein von der Überbrückungskupplung zu übertragendes Moment in Abhängigkeit von dem am Wandler und der diesen überbrückenden Reibungskupplung auftretenden Schlupf,

Fig. 13 in einem Primärkennfeld eines "hart" ausgelegten Wandlers das Pumpenmoment über der Pumpendrehzahl mit dem Drehzahlverhältnis Turbine/Pumpe als Parameter

Fig. 14 in einem Sekundärkennfeld das Turbinenmoment des "hart" ausgelegten 10 umfaßt einen Drehmomentenwandler 11 und eine strömungsdruckmittelbetätigbare Überbrückungskupplung 12, die zu dem Drehmomentenwandler parallelgeschaltet ist. Das Drehmomenten-Übertragungssystem ist über eine nur angedeutete Welle 13 mit einer nicht gezeigten Brennkraftmaschine wirkverbunden und steht seinerseits abtriebsseitig über eine Abtriebswelle 14 mit einem im Abtriebsstrang nachgeordneten Automatikgetriebe in Antriebsverbindung, das ebenfalls nicht gezeigt ist.

Wie die schematische Halbschnittansicht des Drehmomenten-Übertragungssystems 10 in Fig. 2 in Verbindung mit dem Drucksteuerschema zeigt, handelt es sich bei dem Drehmomentenwandler 11 um einen herkömmlichen Strömungswandler. Dieser Strömungswandler besteht aus einem mit dem Abtrieb einer Brennkraftmaschine verbundenen Wandlerdeckel 16, einem zusammen mit dem Wandlerdeckel das Wandlergehäuse bildenden Pumpenrad 17, einem seinerseits über eine Abtriebswelle mit dem nicht dargestellten Automatikgetriebe verbundenen Turbinenrad 18 sowie aus einem zwischen dem Pumpen- und Turbinenrad angeordneten Leitrad 19. Die den Wandler überbrückende Reibungskupplung 12 ist zwischen dem Turbinenrad 18 und dem Wandlerdeckel 16 angeordnet und besitzt eine drehfest mit dem Turbinenrad des Wandlers verbundene Kupplungsscheibe 20, deren Reibbelag 21 mit einer Gegenfläche 22 des Wandlerdeckels 16 zusammenwirkt. Die Reibungskupplung besitzt ferner eine dem Turbinenrad 18 zugewandte rückwärtige Kammer 24 und eine dem Wandlerdeckel

16 zugewandte vorderseitige Kammer 25.

Der Wandler 11 wird in bekannter Weise über eine pumpenradseitig in das Wandlergehäuse einmündende Leitung 30 von einer nicht weiter dargestellten Druckmittelquelle mit Strömungsdruckmittel versorgt, wobei die Drucksteuerung über ein Steuerventil 31 erfolgt, das seinerseits von einem Steuerelement 31 gesteuert wird. Abgeführt wird das Strömungsdruckmittel hingegen über eine nicht gezeigte Leitung zu einem nur angedeuteten Kühler 32. Neben der Beaufschlagung des Turbinenrades 18 wirkt der Druck des Strömungsdruckmittels auf der Abströmseite des Pumpenrades 17 auch in der rückwärtigen Kammer 24 der Reibungskupplung 12, beaufschlagt die Kupplungsscheibe 20 und drückt diese an die mit deren Reibbelag 21 zusammenwirkende Gegenfläche 22 des Wandlerdeckels 16 an. Da gemäß der Erfindung die Kupplung in allen Betriebsbereichen mit Schlupf gefahren wird, erfolgt durch den in Abhängigkeit vom Schlupf mehr oder weniger großen Spalt zwischen dem Reibbelag 21 der Kupplungsscheibe 20 und der damit zusammenwirkenden Gegenfläche 22 des Wandlerdeckels 16 eine gedrosselte Strömungsmitteldruckbeaufschlagung der sich zwischen der Kupplungsscheibe 20 und dem Wandlerdeckel 16 erstreckenden vorderseitigen Kammer 25. Die Strömungsdruckmittelbeaufschlagung der vorderseitigen Kammer 25 ist mittels eines mit dieser Kammer über eine Leitung 34 verbundenen Ventils so steuerbar, daß ein einstellbarer und zwischen der rückwärtigen und vorderseitigen Kammer wirksamer Differenzdruck das von der Reibungskupplung 12 übertragbare Drehmoment bestimmt.

Angesichts der Parallelanordnung des Wandlers 11 und der letzteren überbrückenden Reibungskupplung 12 ist das Motormoment gleich der Summe der vom Wandler und von der Kupplung übertragenen Momente und mithin gleich dem Getriebemoment, soweit man von Verlusten im Übertragungssystem absieht, also

$$M_{\text{Motor}} = M_{\text{Kupplung}} + M_{\text{Wandler}} = M_{\text{Getriebe}}.$$

Die Aufteilung des Motormomentes in ein vom Wandler und ein von der überbrückenden Reibungskupplung zu übertragendes Moment veranschaulicht Fig. 3 in Abhängigkeit vom Schlupf. Es ist ersichtlich, daß mit zunehmendem Schlupf der vom Wandler übertragene Anteil des Motormomentes ansteigt und dementsprechend das von der Kupplung übertragene Moment abfällt.

Bei dem erfindungsgemäßen Steuerungsverfahren wird allerdings nicht der Schlupf geregelt, sondern in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Motors der von der Reibungskupplung zu übertragende Anteil des Motormomentes bestimmt und von einer Rechneinheit, etwa einem Mikroprozessor, der für die Übertragung des vorbestimmten Drehmomentes notwendige Differenzdruck an der Reibungskupplung eingestellt. Der Schlupf ergibt sich dann von selbst.

In Fig. 4 sind über der Zeit die Motordrehzahl 40 und die Differenzdrehzahl 41 am Wandler beim Beschleunigen und beim Hochschalten von beispielsweise dem zweiten in den dritten Gang dargestellt. Infolge des Beschleunigens steigt die Motordrehzahl im zweiten Gang zunächst bis zum Auslösen des Schaltvorganges an und fällt während des bei 42 beginnenden Schaltvorganges ab. Die Differenzdrehzahl am Wandler hingegen bleibt zunächst konstant, steigt dann aber während des Schaltvorganges stark an. Nach dem Umschalten vom zweiten in den dritten Gang fallen bei 43 die Motordrehzahl und die Differenzdrehzahl am Wandler ab, und zwar letztere nach einem geringfügigen Überspringen auf einen auf höherem Niveau als vor dem Schaltvorgang konstant bleibenden Wert. Dies ist bei Fig. 4 veranschaulicht. Die Motordrehzahl hingegen steigt angesichts der vorausgesetzten Beschleunigung im dritten Gang wieder leicht an. Es ist ersichtlich, daß zu keinem Zeitpunkt die den Wandler überbrückende Reibungskupplung haftet. Es wird vielmehr in allen Betriebsbereichen mit Schlupf gefahren.

Von besonderem Interesse ist das korrespondierend zu Fig. 4 in Fig. 5 über der Zeit dargestellte Abtriebsmoment 44, das zu Beginn des Schaltvorganges stark abfällt, dann während der Phase großen Schlupfs angesichts der dadurch bedingten Momentenerhöhung steil ansteigt und am Ende des Schaltvorganges ohne nennenswerte und im übrigen sogleich abklingende Nachschwingung 46 im Antriebsstrang auf einen dem dritten Gang entsprechenden Wert zurückfällt.

Die Fig. 6 und 7 zeigen, daß bei schlupfgeregelter Wandlerüberbrückung die Verhältnisse beim Schaltvorgang ganz anders liegen. Auch die Fig. 6 und 7 beziehen sich auf das Umschalten vom zweiten in den dritten Gang eines beschleunigenden Fahrzeugs.

Wie Fig. 6 zeigt, steigt im zweiten Gang die Motordrehzahl 40' bis zum Auslösen des Schaltvorganges bei 42' an, während die Differenzdrehzahl 41' am Wandler und damit der auftretende Schlupf konstant bleibt. Zu Beginn des Schaltvorganges bei 42' fällt die Motordrehzahl ab, während die Differenzdrehzahl am Wandler ansteigt. Nach dem Umschalten in den dritten Gang fallen wiederum die Motordrehzahl und die Differenzdrehzahl am Wandler ab.

Da bei schlupfgeregelter Wandlerüberbrückung das Bestreben dahin geht, die Differenzdrehzahl am Wandler auch während des Schaltvorganges konstant zu halten, dauert der Schaltvorgang länger als bei momentengesteuerter Wandlerüberbrückung, weil die Turbine des Wandlers nicht nachgeben kann. Am Ende des Schaltvorganges tritt bei 47 Haften an der überbrückenden Reibungskupplung ein, weil die Schlupfregelung erst wirken kann, wenn sich eine Abweichung eingestellt hat, und auch dann nur mit einer durch die Stellelemente und die Reglerstabilität begrenzten Geschwindigkeit. Schließlich stellt sich, wie Fig. 6 zeigt, nach dem zeitlich länger andauernden Schaltvorgang der Schlupf 41' wieder auf dem vor dem Schaltvorgang vorhandenen Niveau ein.

Auch bei schlupfgeregelter Wandlerüberbrückung fällt zu Beginn des Schaltvorganges das Abtriebsmoment 44' stark ab, um danach in gleicher Weise wie bei momentengeregelter Wandlerüberbrückung steil anzusteigen und am Ende des eigentlichen Schaltvorganges mit merklichen und erst nach und nach abklingenden Nachschwingungen 46' auf einen den dritten Gang entsprechenden Wert zurückzufallen.

Es ist ersichtlich, daß bei schlupfgeregelter Wandlerüberbrückung der Drehzahlgradient und die Drehzahldifferenz beim Schaltende sehr groß sind. Dies ist die Ursache dafür, daß am Ende des Schaltvorganges die

Reibungskupplung haftet und sich angesichts des dann vollständig überbrückten Wandlers die erwähnten Nachschwingungen im Abtriebsstrang einstellen.

Auch die Fig. 8 und 9 zeigen analog zu den Fig. 4 und 5 die Beschleunigung eines Fahrzeugs mit Schaltvorgang, wobei die Wandlerüberbrückung während des Schaltvorganges geöffnet, nach dem Umschalten in einen höheren Gang aber geschlossen ist.

Aus Fig. 8 ist ersichtlich, daß bis zum Auslösen eines Schaltvorganges bei 42" die Motordrehzahl 40" ansteigt, hingegen die Differenzdrehzahl 41" am Wandler leicht abfällt. Während des eigentlichen Schaltvorganges fällt dann die Motordrehzahl entsprechend der Umschaltung in einen höheren Gang ab. Die Drehzahldifferenz 41" am Wandler steigt beim Einleiten des Schaltvorganges an, um dann am Schaltende wieder abzufallen und nach Ablauf einer vorbestimmten Zeit infolge des Schließens der Wandlerüberbrückung bei 48 auf Null zu gehen. Beim Antriebsmoment sind die Verhältnisse zunächst ganz ähnlich wie bei der erfindungsgemäßen Momentensteuerung der Wandlerüberbrückung, aber zu dem schnell abklingenden Überschwängen 46" unmittelbar am Ende des Schaltvorganges kommt beim Abfall der Differenzdrehzahl auf Null, also beim vollständigen Schließen der den Wandler überbrückenden Reibungskupplung, es zu erheblichen Schaltstößen mit nur langsam abklingenden Schwingungen 49 im Abtriebsstrang.

Wie der Vergleich des erfindungsgemäßen Steuerungskonzepts anhand der Fig. 4 und 5 mit der schlupfgeregelten Wandlerüberbrückung nach den Fig. 6 und 7 und dem Steuerungskonzept mit während des Schaltvorganges geöffneter, nach dem Schalten aber geschlossener Wandlerüberbrückung nach den Fig. 8 und 9 gezeigt hat, treten bei der momentengesteuerten Wandlerüberbrückung nach der Erfindung wesentlich geringere Schaltstöße als bei den anderen Steuerungskonzepten ein. Dies beruht darauf, daß während der Schaltung die ohnehin mit vorbestimmtem Schlupf gefahrene Wandlerüberbrückung nachgibt und die Differenzdrehzahl entsprechend ansteigen kann.

In dem Schaubild gemäß Fig. 10 zeigt die Kurve 50 den Verlauf der an der Lock-up-Kupplung wirksamen Druckdifferenz Δp in Abhängigkeit von der Zeit. Ausgehend vom Anfangsdifferenzdruck Δp_{start} steigt die Druckdifferenz über der Zeit zunächst steil an, was die an Δp_{start} anliegende Tangente 51 anzeigt, um sich dann allmählich im Anstieg abzuschwächen und schließlich einem durch die strichpunktierte Linie 52 angedeuteten Soll-Differenzdruck asymptotisch anzunähern. Dies geschieht durch schrittweises Annähern, indem ausgehend von einem Differenzdruck Δp_n zu einem Zeitpunkt t_n nach der im Patentanspruch 4 angegebenen Gleichung nach einem Abtastintervall Δt zu einem Zeitpunkt t_{n+1} der Differenzdruck Δp_{n+1} bestimmt, der nach dem Zeitintervall Δt erforderliche Gradient der Druckdifferenz errechnet und dieser Gradient mittels des Hydrauliksystems eingestellt und schließlich diese Schrittfolge laufend wiederholt wird, bis der durch die strichpunktierte Linie 52 angedeutete Sollwert der Druckdifferenz erreicht ist.

Bei dem als Ausführungsbeispiel in Fig. 11 veranschaulichten Drehmomenten-Übertragungssystem 60 handelt es sich um einen hydrodynamischen Drehmomentenwandler 61 mit einer Überbrückungskupplung 62 und einer zwischen dem Drehmomentenwandler und der Überbrückungskupplung wirksamen Dämpfereinheit 63.

Der Drehmomentenwandler 61 umfaßt ein mit einer nicht dargestellten Brennkraftmaschine in drehfester Antriebsverbindung stehenden Pumpenrad 65, ein mit einer abtriebsseitigen Nabe 66 wirkverbundenes Turbinenrad 67, ein im Strömungskreislauf zwischen Pumpenrad und Turbinenrad feststehend angeordnetes Leitrad 68 und einen mit dem Pumpenrad drehfest verbundenen und das Turbinenrad umschließenden Wandlerdeckel 70.

Der Wandlerdeckel 70 ist mit dem Pumpenrad 65 drehfest verbunden und vermittelt dessen Antriebsverbindung mit der Brennkraftmaschine über auf der vom Pumpenrad abgewandten Seite vorstehende Mitnehmerzapfen 71, 72, auf denen ein nicht dargestelltes Schwungrad der Brennkraftmaschine aufgenommen ist.

Zwischen dem Turbinenrad 67 und dem Wandlerdeckel 70 ist ein zur Drehachse des Wandlers zentrischer Ringkolben 74 angeordnet, bei dem es sich um ein Blechformteil handelt. Dieser Ringkolben ist radial innen mit einer Dichtnabe 75 auf einer sich von dem mit dem Turbinenrad drehfest verbundenen Nabenteil 66 fort erstreckenden Gegendichtnabe 76 aufgenommen und radial außen als Kupplungs-Reibscheibe 78 mit einer konischen Reibfläche 79 ausgebildet.

Die mit einem geeigneten Belag ausgerüstete konische Reibfläche 79 der Reibscheibe 78 des Ringkolbens 74 wirkt mit einer entsprechend konisch gestalteten Gegenreibfläche 80 des drehfest mit dem Pumpenrad 65 verbundenen Wandlerdeckels 70 zusammen. Die Konen der zusammenwirkenden Reibflächen öffnen sich gemäß der mit weit auseinander liegenden Schraffurstrichen versehenen Ausführung nach der vom Turbinenrad 65 weg weisenden Seite. Angesichts dieser Gestaltung bildet sich zwischen dem peripheren Bereich des Turbinenrades 67 und der konisch gestalteten Kupplungs-Reibscheibe 78 des Ringkolbens ein radial außen vom Wandlerdeckel 70 umschlossener zwickelartiger Ringraum.

In diesem zwickelartigen Ringraum ist die Dämpfereinheit 63 mit ringförmig ausgebildeten Dämpfer-Federelementen 82 aufgenommen, die sich in Umfangsrichtung auf der jeweils einen Seite an mit dem Ringkolben 74 drehfest verbundenen Dämpferantriebsteilen 83 und mit ihren anderen Enden an drehfest mit dem Turbinenrad 67 verbundenen Dämpferabtriebsteilen 84 abstützen.

Die Dämpferantriebsteile 83 sind blattfederartig ausgebildet, auf der zum Turbinenrad 67 hinweisenden Seite des Ringkolbens 74 angeordnet und mit diesem im Bereich zwischen der Ringkolben-Dichtnabe 75 und der Kupplungsreibscheibe 78 mittels Nieten 85 drehfest verbunden. Auf der von der Reibfläche 79 der Kupplungsreibscheibe 78 abgewandten Seite erstrecken sich von den dem Konturenverlauf des Ringkolbens 74 folgenden Dämpferantriebsteilen 83 vorstehende und die Dämpfer-Federelemente 82 umgreifende Arme 86, 87 sowie jeweils ein Federelement an einem Stürnende abstützende Mitnehmer 88, 89 fort.

Bei den Dämpferabtriebsteilen 84 handelt es sich um mit dem peripheren Bereich des Turbinenrades 67 verschweißte Ringsegmente, von denen in Richtung auf die Kupplungsreibscheibe 78 des Ringkolbens 74 Mitnehmerfinger 90 vorstehen, die die Abstützung der Dämpfer-Federelemente 82 an deren anderen Enden

vermitteln. Die Federelemente sind somit zwischen den Mitnehmern 88, 89 der Dämpferantriebssteile 83 und den vorstehenden Mitnehmerfingern 90 der Dämpferabtriebssteile 84 aufgenommen sind.

Die Dämpfereinheit 43 des Wandlers 41 ist vorzugsweise auf den Hauptfahrbereich ausgelegt, der in Fig. 18 und 21 in Form schraffierter Flächen angedeutet ist. Eine derartige Dämpferauslegung, die angesichts der nur in diesem Hauptfahrbereich in Betracht kommenden vollständigen Wandlerüberbrückung angezeigt ist, gewährleistet eine wesentlich bessere Dämpfung von Drehschwingungen, als dies bei einer auf einen größeren Fahrbereich ausgelegten Dämpferauslegung möglich wäre. Darüber hinaus ergibt sich ein besonders kompakter Wandleraufbau.

Die in der Zeichnung als Ausführungsbeispiel dargestellte und vorstehend erläuterte Lock-up-Kupplung besitzt eine vorderseitige Druckkammer 92 zwischen dem Ringkolben 74 und dem Turbinenrad 67 und eine rückwärtige Druckkammer 93 zwischen dem Ringkolben und dem Wandlerdeckel 70. Betätigt wird die Kupplungsreisscheibe 78 in ihre mit der Gegenreibfläche 80 des Wandlerdeckels 70 zusammenwirkende Kupplungslage infolge Beaufschlagung der vorderseitigen Druckkammer 92 mit Strömungsmitteldruck und die Einstellung des von der Reibungskupplung zu übertragenden Momentes erfolgt in Abhängigkeit von dem zwischen der vorderseitigen Druckkammer 93 wirkenden Differenzdruck.

Das über ein nicht dargestelltes Schwungrad, das mittels der vom Wandlerdeckel 70 nach der vom Drehmomentenwandler abgewandten Seite vorstehenden Mitnehmerzapfen 71, 72 mit dem Wandlerdeckel drehfest verbunden ist, eingeleitete Eingangsdrehmoment wirkt bei geöffneter Lock-up-Kupplung 62 unmittelbar auf das Pumpenrad 65 und wird dann angesichts der dadurch verursachten Hydraulikmittelströmung über das Turbinenrad 67 auf die Abtriebsnabe 66 übertragen.

Wenn die Lock-up-Kupplung hingegen vollständig geschlossen ist und mithin die Reisscheibe 78 des Ringkolbens 74 schlupffrei mit der Gegenreibfläche 80 des Wandlerdeckels 70 zusammenarbeitet, erfolgt über die Dämpfer-Federelemente 82 eine direkte mechanische Übertragung des am Wandlerdeckel eingeleiteten Eingangsdrehmomentes auf das Turbinenrad 67 und von diesem über die damit fest verbundene Antriebsnabe 66 auf einen mit einem nachgeschalteten Automatikgetriebe wirkverbundenen Abtriebsstrang.

Wenn in Abhängigkeit von einem zwischen der vorderen und rückwärtigen Druckkammer 92, 93 der Lock-up-Kupplung wirkenden Differenzdruck die Lock-up-Kupplung mit Schlupf arbeitet, wird das über den Wandlerdeckel 70 eingeleitete Eingangsdrehmoment in Abhängigkeit vom Schlupf in ein von der Lock-up-Kupplung 62 einerseits und vom Wandler 61 andererseits übertragenes Drehmoment aufgeteilt, wie dies Fig. 12 schematisch zeigt.

Die Drehmomentenübertragung von der Lock-up-Kupplung 62 auf das Turbinenrad 67 und die mit diesem drehfest verbundene abtriebsseitige Nabe 66 gewährleistet einen wirksamen Ausgleich von Ungleichförmigkeiten des eingeleiteten Drehmoments. Angesichts der Anordnung der Dämpfer-Federelemente 82 im peripheren Bereich zwischen der Reisscheibe 78 des Ringkolbens 74 und des Turbinenrades 67 ist die Beherrschung vergleichsweise großer Federwege gewährleistet.

Die Reibungskupplung 12, 42 kann gemäß der Erfindung derart gesteuert werden, daß diese in allen Vorwärtsgängen zumindest zeitweise wenigstens teilweise geschlossen wird. Mit anderen Worten, es wird auch im ersten bzw. ab dem ersten Gang eine Schlupfregelung der Kupplung vorgesehen, wobei auch ein vollständiges Schließen erfolgen kann.

Die konischen Reibflächen des Wandler-Deckels 70 und der Reisscheibe 78 können aber auch, wie dies anhand der mit dichtaneinanderliegenden Schraffurstrichen dargestellten Ausführung und wie dies bei 70a und 78a angedeutet ist, als zum Turbinenrad hin geneigte Konen ausgebildet sein. Es können dann die Dämpferfedern 82 radial weiter innen untergebracht werden, z. B. über der Nabe 66.

Bei herkömmlich ausgelegten Drehmomenten-Übertragungssystemen wird die Lock-up-Kupplung, die in den unteren Gängen vollständig offen ist, in den oberen Gängen zugeschaltet. Im Interesse eines guten Gesamtwirkungsgrades und zur Begrenzung der anfallenden Wärme sind die Wandler "hart" ausgelegt. Fig. 13 zeigt das Primärkennfeld eines "hart" ausgelegten Wandlers mit dem Pumpenmoment über der Pumpendrehzahl und dem Drehzahlverhältnis Turbine / Pumpe als Parameter.

In Fig. 13 ist ferner ein Kennfeld eines Antriebsmotors mit dem Motorabtriebsmoment über der mit der Turbinendrehzahl übereinstimmenden Motordrehzahl eingetragen.

Schließlich ist in Fig. 13 auch der Hauptfahrbereich schraffiert dargestellt, der etwa den Drehzahlbereich zwischen 750 bis 2000 Umdrehungen pro Minute umfaßt.

Das in Fig. 14 veranschaulichte Sekundärkennfeld zeigt das Turbinendrehmoment über der Turbinendrehzahl mit Angabe der Wirkungsgrade in den verschiedensten Leistungsbereichen für den hart ausgelegten Wandler gemäß Kennfeld nach Fig. 15.

Das in Fig. 15 gezeigte Abtriebskennfeld, in dem das Turbinenmoment des Wandlers über der Turbinendrehzahl aufgetragen ist, veranschaulicht den Wandlungsbereich, in dem mit ansteigender Drehzahl das Turbinenmoment stark abfällt, sowie den sich an den Wandlungsbereich anschließenden Kupplungsbereich. Ferner ist wiederum der als eng schraffierte Fläche dargestellte Hauptfahrbereich in das Abtriebskennfeld eingetragen.

Bei herkömmlichen Drehmomenten-Übertragungssystemen mit im Interesse eines guten Gesamtwirkungsgrades und zwecks Begrenzung des Wärmeanfalls "harter" Wanderauslegung fällt die Momentenüberhöhung mit steigender Drehzahl stark ab. Im mittleren Drehzahlbereich findet daher nur noch eine geringe und im oberen Drehzahlbereich schließlich überhaupt keine Momentenüberhöhung mehr statt.

In dem Primärkennfeld gemäß Fig. 16 ist das Pumpenmoment über der Pumpendrehzahl mit dem Drehzahlverhältnis Turbine / Pumpe als Parameter eines "weich" ausgelegten Wandlers dargestellt. Die Kennlinien des "weich" ausgelegten Wandlers haben für gleiche Parameter wie in Fig. 13 einen wesentlich flacheren Verlauf. Der Wandlungsbereich erstreckt sich über den mittleren bis in den oberen Drehzahlbereich.

Dies führt, wie Fig. 17 zeigt, zu einem gegenüber dem in Fig. 14 veranschaulichten Sekundärkennfeld eines hart

ausgelegten Wandlers stark verbreiterten Sekundärfeld. Demgemäß stehen bei weicher Wandlerauslegung wesentlich größere Beschleunigungsreserven zur Verfügung, die in vielen Fällen ein Rückschalten beim Beschleunigen überflüssig werden lassen.

Diese Beschleunigungsreserven zeigt insbesondere Fig. 18, in der das zu einem harten Wandler gehörende Sekundärfeld gemäß Fig. 14 über das dem weich ausgelegten Wandler zugeordnete Sekundärfeld gemäß Fig. 17 gelegt ist. Bei weicher Wandlerauslegung wird der gestrichelt dargestellte Bereich zwischen den beiden Vollastlinien der beiden Wandler für eine Momentenüberhöhung gewonnen.

Dies zeigt auch das analog zu Fig. 15 in Fig. 19 veranschaulichte Abtriebskennfeld eines Drehmomenten-Übertragungssystems mit weicher Wandlerauslegung. Der nutzbare Wandlungsbereich ist gegenüber dem Abtriebskennfeld nach Fig. 15 um den über der gestrichelten Linie liegenden Bereich größer geworden. Im übrigen sind auch in dieses Kennfeld der als eng schraffierte Fläche dargestellte Hauptfahrbereich und der Bereich mit minimalem Schlupf eingetragen.

Ferner sind in Fig. 18 Betriebspunkte 1, 2 und 3 eingetragen. Bei verwirklichten Wandlerausführungen mit "harter" und "weicher" Auslegung konnten in diesen Betriebspunkten die nachstehenden Schlupfwerte und Wirkungsgrade ermittelt werden:

	"harter" Wandler		"weicher" Wandler	
	Schlupf s (%)	Wirkungsgrad η	Schlupf s (%)	Wirkungsgrad η
Punkt 1	65	0,547	75	0,388
Punkt 2	40	0,789	60	0,669
Punkt 3	2	0,980	2	0,980

Es ist ersichtlich, daß im unteren und mittleren Drehzahlbereich bei "weicher" Wandlerauslegung zwar der Wirkungsgrad gegenüber dem Wirkungsgrad eines "hart" ausgelegten Wandlers zurückbleibt, aber es tritt merklich erhöhter Schlupf auf und damit eine verbesserte Momentenüberhöhung. Im Betriebspunkt 3 in Fig. 18 sind hingegen bei harter und weicher Wandlerauslegung Schlupf und Wirkungsgrade gleich.

Aufgrund des dynamischen Verhaltens von Hydraulik- und mechanischen Systemen kann es bei zu schneller Erhöhung des Betrages eines die Aufteilung des vom Drehmomentenübertragungssystem zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters zur Anregung von Schwingungen verschiedener Frequenz durch einen zu großen Betrag des Ruckes oder ein Haften der Reibungskupplung kommen.

Zur Vermeidung solcher Schwingungsanregungen sieht eine sinnvolle Weiterbildung der Erfindung vor, daß das Einstellen eines vom bisherigen abweichenden neu berechneten Betrages eines die Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters, vorzugsweise des Differenzdruckes, nach einer Funktion in Abhängigkeit der Zeit verzögert erfolgt.

Das Einstellen eines vom bisherigen abweichenden neu berechneten Betrages eines die Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters kann aber auch nach einer Funktion in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems verzögert erfolgen.

Ebenso ist das Einstellen eines vom bisherigen abweichenden neu berechneten Betrages eines die Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters nach einer Funktion in Abhängigkeit des Gradienten der Motordrehzahl verzögert möglich.

Die Erfindung ist nicht auf das dargestellte und beschriebene Ausführungsbeispiel beschränkt, sondern umfaßt insbesondere auch Varianten, die durch Kombination von in Verbindung mit der vorliegenden Erfindung beschriebenen Merkmalen bzw. Elementen gebildet werden können. Weiterhin können einzelne, in Verbindung mit den Figuren beschriebene Merkmale bzw. Funktionsweisen für sich allein genommen eine selbständige Erfindung darstellen.

Die Anmelderin behält sich also vor, noch weitere bisher nur in der Beschreibung, insbesondere in Verbindung mit den Figuren offenbarte Merkmale von erfindungswesentlicher Bedeutung zu beanspruchen. Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind somit lediglich Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine,

- wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmoment-Übertragungssystem, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit besitzt, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von dieser übertragene Drehmoment im Zusammenwirken mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Drehmoment des Antriebsaggregats ermittelt sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und adaptiv eingestellt wird, wobei sich ein minimaler Schlupf zwischen An- und Abtrieb des berechneten Kupplungsmomentes selbständig einstellt und Abweichungen vom idealen Zustand durch Korrekturen langfristig ausgeglichen werden.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Drehmoment des Antriebsaggregats nach der Momentengleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_{\text{me}} \cdot k_{\text{korr}} \cdot (M_{\text{Antriebsaggregat}} + M_{\text{korr_MOT}}) + M_{\text{korr_WÜ}}$$

mit

- M_{Kupplung} - Moment an der Reibungskupplung
- k_{me} - Drehmomentenaufteilungsfaktor
- k_{korr} - Korrekturfaktor zum Ausgleich multiplikativ eingehender Fehler
- $M_{\text{korr_MOT}}$ - Korrekturmoment zum Ausgleich additiv zum Motormoment eingehender Fehler

ermittelt wird, wobei sich ein minimaler Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des über den gesamten Betriebsbereich des Antriebsstranges konstanten Momentenaufteilungsfaktor k_{me} selbständig einstellt und Abweichungen vom idealen Zustand durch den Korrekturfaktor k_{korr} und die Korrekturmomente $M_{\text{korr_MOT}}$ und $M_{\text{korr_WÜ}}$ langfristig ausgeglichen werden.

3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß es sich bei dem Momentenaufteilungsfaktor k_{me} um einen von der Abtriebsdrehzahl abhängigen Wert handelt.
4. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß es sich beim Momentenaufteilungsfaktor k_{me} um einen von der Drehzahl des Antriebsaggregats allein abhängigen Wert handelt.
5. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß es sich beim Momentenaufteilungsfaktor k_{me} um einen sowohl von der Drehzahl als auch vom Drehmoment des Antriebsaggregats abhängigen Wert handelt.
6. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß es sich beim Momentenaufteilungsfaktor k_{me} um einen sowohl von der Abtriebsdrehzahl als auch vom Drehmoment des Antriebsaggregats abhängigen Wert handelt.
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungskupplung strömungsdruckmittelbetätigbar und so ausgeführt ist, daß sich zwischen Reibungskupplung und dem Wandlerdeckel bzw. zwischen Reibungskupplung und dem übrigen Wandlergehäuse zwei getrennte Druckkammern bilden und daß ein zwischen diesen Druckkammern bestehender Differenzdruck das von der Reibungskupplung übertragene Drehmoment bestimmt.
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem Drehmomentenübertragungssystem mit einer Brennkraftmaschine als Antriebsaggregat dessen Betriebszustand in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Drosselklappenwinkel, in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Kraftstoffdurchsatz, in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Saugrohrunterdruck oder in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und der Einspritzzeit bestimmt wird.
9. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellen eines vom bisherigen abweichenden neu berechneten Betrages eines die Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters, vorzugsweise des Differenzdruckes, nach einer Funktion in Abhängigkeit der Zeit verzögert erfolgt.
10. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellen eines vom bisherigen abweichenden neu berechneten Betrages eines die Aufteilung des zu übertragenden Drehmomentes zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters, vorzugsweise des Differenzdruckes, nach einer Funktion in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems verzögert erfolgt.
11. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellen eines vom bisherigen abweichenden neu berechneten Betrages eines die Aufteilung des zu übertragenden Drehmo-

menten zwischen Wandler und Reibungskupplung beeinflussenden Parameters, vorzugsweise des Differenzdruckes, nach einer Funktion in Abhängigkeit des Gradienten der Motordrehzahl verzögert erfolgt.

12. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der an der Reibungskupplung gewünschte Differenzdruck mit Hilfe eines PI- oder PID-Reglers eingeregelt wird, wobei die Regelstrecke von dem zur Erzielung eines bestimmten von der Reibungskupplung zu übertragenden Drehmoments notwendigen Differenzdruck an der Reibungskupplung zum sich einstellenden Differenzdruck nicht eindeutig analytisch beschreibbar ist.

13. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß der gewünschte Differenzdruck an der Reibungskupplung dadurch eingestellt wird, daß einer Kennlinie ein druckproportionales Signal, wie ein Ventilstrom, entnommen und eingestellt wird, wobei auftretende Abweichungen zwischen Soll- und Istdruck mittels einer I-Rückführung ausgeglichen werden und die Regelstrecke von dem zur Erzielung eines bestimmten von der Reibungskupplung zu übertragenden Drehmoments notwendigen Differenzdruck an der Reibungskupplung zum sich einstellenden Differenzdruck nicht eindeutig analytisch beschreibbar ist.

14. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß der gewünschte Differenzdruck an der Reibungskupplung dadurch eingestellt wird, daß ein dem gewünschten Differenzdruck proportionales Signal, wie ein Strom oder Tastverhältnis, berechnet und mit Hilfe eines PI, I- oder PID-Reglers eingeregelt wird, wobei die Regelstrecke von dem zur Erzielung eines bestimmten von der Reibungskupplung zu übertragenden Drehmoments notwendigen Differenzdruck an der Reibungskupplung zum sich einstellenden Differenzdruck nicht eindeutig analytisch beschreibbar ist.

15. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß Abweichungen des tatsächlich von der Reibungskupplung übertragenen Drehmomentes vom gewünschten Drehmoment dadurch festgestellt werden, daß der sich einstellende Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentübertragungssystems gemessen und mit Sollwerten verglichen wird.

16. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß Abweichungen des tatsächlich von der Reibungskupplung übertragenen Drehmomentes vom gewünschten Drehmoment dadurch festgestellt werden, daß das vom Drehmomentwandler übertragene Drehmoment aus dessen Charakteristik berechnet und damit die wirkliche Drehmomentenaufteilung zwischen Wandler und Reibungskupplung überprüft wird.

17. Verfahren nach einem der Ansprüche 2 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß auftretende Abweichungen des von der Reibungskupplung wirklich übertragenen Drehmoments vom gewünschten Drehmoment

auf multiplikativ eingehende Fehler ($k_{\text{korr}} \neq 0$, $M_{\text{korr_MOT}} = 0$, $M_{\text{korr_WÜ}} = 0$),

auf additiv zum Motormoment
eingehende Fehler

($k_{\text{korr}} = 0$, $M_{\text{korr_MOT}} \neq 0$, $M_{\text{korr_WÜ}} = 0$)

auf additiv zum Kupplungsmoment
eingehende Fehler

($k_{\text{korr}} \neq 0$, $M_{\text{korr_MOT}} = 0$, $M_{\text{korr_WÜ}} \neq 0$)

auf multiplikativ und additiv zum
Motormoment eingehende
Fehler

($k_{\text{korr}} \neq 0$, $M_{\text{korr_MOT}} \neq 0$, $M_{\text{korr_WÜ}} = 0$)

auf multiplikativ und additiv zum
Kupplungsmoment eingehende
Fehler

($k_{\text{korr}} \neq 0$, $M_{\text{korr_MOT}} = 0$, $M_{\text{korr_WÜ}} \neq 0$)

oder auf multiplikativ und additiv
sowohl zum Motormoment als
auch zum Kupplungsmoment
eingehende Fehler

($k_{\text{korr}} \neq 0$, $M_{\text{korr_MOT}} \neq 0$, $M_{\text{korr_WÜ}} \neq 0$)

zurückgeführt werden und daß die Kompensation solcher Fehler mit einer Zeitkonstanten von mehreren Sekunden erfolgt, um lediglich einen adaptiven Charakter der Steuerung zu erreichen.

18. Verfahren nach einem der Ansprüche 2 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Signalisierung eines Beschleunigungswunsches seitens des Fahrers der Schlupf im Drehmomentenübertragungssystem mittels Reduzierung des k_{me} -Faktors erhöht und dadurch die vom Wandler angebotene Drehmomentenüberhöhung als zusätzliche Drehmomentenreserve genutzt werden kann.

19. Verfahren nach einem der Ansprüche 2 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß der Schlupf im Drehmomenten-

tenübertragungssystem in allen Gängen von der Reibungskupplung bestimmt wird, wodurch der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung durch den Wandler in den Hintergrund tritt und eine Wandlerauslegung hinsichtlich einer hohen stall-speed-Drehzahl und eines breiten Wandlungsbereiches erlaubt.

20. Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit besitzt, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von selbiger übertragene Drehmoment in Zusammenarbeit mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Antriebsaggregats nach der Momentengleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_e \times K_{\text{korr}} \times M_{\text{Antriebsaggregat}}$$

mit $k_e = k_{me}$ als Momentenaufteilungsfaktor und k_{korr} als Korrekturfaktor

ermittelt, sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und eingestellt wird, wobei sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des über den gesamten Betriebsbereich des Antriebsstranges konstanten Momentenaufteilungsfaktors k_e selbständig einstellt und der Korrekturfaktor k_{korr} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht.

21. Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit besitzt, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von selbiger übertragene Drehmoment in Zusammenarbeit mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Antriebsaggregats nach der Momentengleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_e \times k_{\text{korr}} \times M_{\text{Antriebsaggregat}}$$

mit $k_e = k_{me}$ als Momentenaufteilungsfaktor und k_{korr} als Korrekturfaktor

ermittelt, sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und eingestellt wird, wobei sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des motorkennfeldunabhängigen Momentenaufteilungsfaktors k_e selbständig einstellt und der Korrekturfaktor k_{korr} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht.

22. Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit besitzt, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von selbiger übertragene Drehmoment in Zusammenarbeit mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Antriebsaggregats nach der Momentengleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_e \times k_{\text{korr}} \times M_{\text{Antriebsaggregat}}$$

mit $k_e = k_{me}$ als Momentenaufteilungsfaktor und k_{korr} als Korrekturfaktor

ermittelt, sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und eingestellt wird, wobei sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des von der Drehzahl des Antriebsaggregats allein abhängigen Momentenaufteilungsfaktors k_e selbständig einstellt und der Korrekturfaktor k_{korr} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht.

23. Verfahren zum Steuern eines mit dem Abtrieb eines Antriebsaggregats, etwa einer Brennkraftmaschine, wirkverbundenen und über eine Abtriebswelle mit einem Automatikgetriebe in Antriebsverbindung stehenden Drehmomenten-Übertragungssystems, das einen Strömungswandler und eine dazu parallel angeordnete Reibungskupplung, ein Meßwerterfassungssystem und eine zentrale Rechneinheit besitzt, wobei die Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung und damit das von selbiger übertragene Drehmoment in Zusammenarbeit mit der zentralen Rechneinheit gezielt veränderbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß das von der Reibungskupplung zu übertragende Drehmoment in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Antriebsaggregats nach der Momentengleichung

$$M_{\text{Kupplung}} = k_e \times k_{\text{korr}} \times M_{\text{Antriebsaggregat}}$$

mit $k_e = k_{me}$ als Momentenaufteilungsfaktor und

k_{kor} als Korrekturfaktor

ermittelt, sowie die zur Übertragung des vorbestimmten Kupplungsmomentes erforderliche Kraftbeaufschlagung der Reibungskupplung berechnet und eingestellt wird, wobei sich der Schlupf zwischen An- und Abtrieb des Drehmomentenübertragungssystems in Abhängigkeit von der Größe des sowohl von der Drehzahl als auch vom Drehmoment des Antriebsaggregats abhängigen Momentenaufteilungsfaktors k_e selbständig einstellt und der Korrekturfaktor k_{kor} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht.

24. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungskupplung strömungsdruckmittelbetätigbar und so ausgeführt ist, daß sich zwischen Reibungskupplung und Wandlerdeckel bzw. zwischen Reibungskupplung und dem übrigen Wandlergehäuse zwei getrennte Druckkammern bilden und daß ein zwischen diesen Druckkammern bestehender Differenzdruck das von der Reibungskupplung übertragene Drehmoment bestimmt.

25. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem Drehmomenten-Übertragungssystem mit einer Brennkraftmaschine als Antriebsaggregat dessen Betriebszustand in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Drosselklappenwinkel bestimmt wird.

26. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem Drehmomenten-Übertragungssystem mit einer Brennkraftmaschine als Antriebsaggregat dessen Betriebszustand in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Saugrohrunterdruck bestimmt wird.

27. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem Drehmomenten-Übertragungssystem mit einer Brennkraftmaschine als Antriebsaggregat dessen Betriebszustand in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und der Einspritzzeit bestimmt wird.

28. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß ein in der zentralen Rechneinheit in Abhängigkeit von einer Drehmomentenänderung im Antriebsstrang ermitteltes, von der Reibungskupplung zu übertragendes Drehmoment, das vom momentanen Drehmoment abweicht, durch folgende Maßnahmen eingestellt wird:

- Vorausbestimmen des nach einem Abtastintervall zu einem Zeitpunkt t_{n+1} gewünschten Wertes eines beliebigen, das von der Reibungskupplung übertragene Drehmoment bestimmenden Parameters X nach einer Funktion, die unerwünschte Ereignisse, wie z. B. ein Haften der Reibungskupplung, ausschließt,

- Berechnen des für das Erreichen des gewünschten Wertes des Parameters X nach dem Zeitintervall Δt erforderlichen Gradienten ΔX ,

- Einstellen des errechneten Gradienten ΔX mittels des Hydrauliksystems durch eine Proportionalitätsregelung, bei der als Parameter der Differenzdruck ΔP zwischen den Druckkammern der Kupplung vorausbestimmt wird nach der Beziehung

$$\Delta P_{n+1} = (1 - \beta) \times \Delta P_{Soll} + \beta \times \Delta P_n$$

mit

$\beta = f(T_v, t)$, und

- das Wiederholen der vorstehenden Schrittfolge bis zum Erreichen eines Sollwertes X_{Soll} .

29. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß ein in der zentralen Rechneinheit in Abhängigkeit von einer Drehmomentenänderung im Antriebsstrang ermittelter neuer Wert des von der Reibungskupplung übertragenen Drehmomentes eingestellt wird

- durch das Berechnen des Gradienten ΔX eines beliebigen, das von der Reibungskupplung übertragene Drehmoment bestimmenden Parameters X nach einer Funktion, die unerwünschte Ereignisse, wie z. B. das kurzzeitige Haften der Reibungskupplung, ausschließt,

- durch das Einstellen des gewünschten Gradienten ΔX mittels des Hydrauliksystems, wobei der Gradient der Druckdifferenz ΔP zwischen den Druckkammern der Kupplung als Parameter berechnet wird nach der Beziehung

$$\Delta \Delta P = C_1 \times (\Delta P_{Soll} - \Delta P_n)$$

mit

$C_1 =$ Proportionalitätsfaktor, und

- durch Wiederholen der Schrittfolge bis zum Erreichen des geforderten Sollwertes X_{Soll} .

30. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 29, dadurch gekennzeichnet, daß bei Betriebsfällen, bei denen eine Reduzierung des Eingangsdrehmomentes am Drehmomenten-Übertragungssystem zu erwarten ist, wie z. B. bei Gangrückstellungen oder beim Zuschalten von Zusatzaggregaten, einem möglichen kurzzeitigen Haften der Reibungskupplung durch das Herabsetzen des von der Reibungskupplung übertragenen Drehmomentes in der Form entgegengewirkt wird, daß entweder der Drehmomentaufteilungsfaktor k_e oder der Korrekturfaktor k_{kor} um einen vorherbestimmten Wert vermindert und nach einer Funktion zeitabhängig wieder auf einen für die Schwingungsisolation und die Kraftstoffökonomie optimalen Wert angehoben wird.

31. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß der Korrekturfaktor k_{kor} Abweichungen jedes speziellen Antriebsstranges vom idealen Zustand ausgleicht, indem vorzugsweise in einem festgelegten, quasi stationären Betriebsbereich mit einem Schwingungen ausschließenden Zeitverstoß der sich einstellende Schlupf gemessen und mit Sollschlupfwerten, die eine optimale Schwingungsisola-

tion bei höchstmöglicher Kraftstoffökonomie garantieren, verglichen und der Faktor k_{kor} bei einer Abweichung zwischen Soll- und Istschlupf abgeglichen wird.

32. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 31, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Signalisierung eines Beschleunigungswunsches seitens des Fahrers, vorzugsweise dokumentiert durch die Änderungsgeschwindigkeit des Drosselklappenwinkels, durch Herabsetzen eines der Faktoren k_e oder k_{kor} der Schlupf im Drehmomentenübertragungssystem erhöht und dadurch die vom Wandler angebotene Drehmomentenüberhöhung als zusätzliche Drehmomentenreserve genutzt werden kann.

33. Verfahren nach einem der Ansprüche 20 bis 32, dadurch gekennzeichnet, daß der Schlupf im Drehmomentenübertragungssystem in allen Gängen von der Reibungskupplung bestimmt wird, wodurch der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung durch den Wandler in den Hintergrund tritt und eine Wandlerauslegung hinsichtlich eines möglichst breiten Wandlungsbereiches ermöglicht.

34. Überbrückungskupplung für einen hydrodynamischen Strömungswandler eines Drehmomenten-Übertragungssystems, insbesondere nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, mit einem Pumpenrad, einem Turbinenrad, einem Leitrad und einem zur Drehachse zentrischen, drehfest mit dem Pumpenrad verbundenen sowie das Turbinenrad umschließenden Wandlerdeckel, bei der ein zwischen dem Wandlerdeckel und dem Turbinenrad angeordneter zentrischer Ringkolben radial außen als konische Kupplungsreibscheibe ausgebildet ist sowie radial innen eine auf einer drehfest mit dem Turbinenrad verbundenen Gegendichtnabe aufgenommene Dichtnabe besitzt.

35. Überbrückungskupplung nach Anspruch 34, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplungsreibscheibe des Ringkolbens und die damit zusammenwirkende Gegenreibfläche des Wandlerdeckels als sich nach der vom Turbinenrad weg weisenden Seite öffnende Konen ausgebildet sind.

36. Überbrückungskupplung nach Anspruch 34 oder 35, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein ringförmig ausgebildetes Dämpferelement einer Dämpfereinheit in Umfangsrichtung zwischen einem drehfest mit dem Ringkolben verbundenen Dämpferantriebsteil und einem mit dem Turbinenrad drehfest verbundenen Dämpferabtriebsteil aufgenommen sowie zwischen dem radial äußeren Bereich des Turbinenrades und der mit einer Reibfläche versehenen Kupplungsreibscheibe des Ringkolbens angeordnet ist.

37. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 34 bis 36, dadurch gekennzeichnet, daß mit dem Turbinenrad in dessen radial äußeren Bereich das Dämpferabtriebsteil drehfest verbunden ist.

38. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 34 bis 37, dadurch gekennzeichnet, daß es sich bei dem Dämpferabtriebsteil um ein mit dem Turbinenrad verschweißtes Ringteil mit in Richtung auf die Kupplungsreibscheibe des Ringkolbens vorstehenden Mitnehmerfingern handelt.

39. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 34 bis 38, dadurch gekennzeichnet, daß das Dämpferantriebsteil blattfederartig ausgebildet und mit dem Ringkolben drehfest verbunden ist sowie auf der von der Reibfläche abgewandten Seite von der Kupplungsreibscheibe vorstehende und die Dämpfer-Federelemente umgreifende Arme sowie an einem Stirnende in Umfangsrichtung abstützende Mitnehmer besitzt.

40. Drehmomentenübertragungssystem für den Triebstrang eines mit einem Gangwechselgetriebe ausgerüsteten Fahrzeugs, insbesondere eines Kraftfahrzeugs mit Brennkraftmaschinenantrieb, mit einem Strömungswandler, der mit einem Antriebsaggregat des Fahrzeugs in Antriebsverbindung steht und über eine Abtriebswelle mit einem nachgeschalteten Automatikgetriebe wirkverbunden ist, mit einer zum hydrodynamischen Wandler parallel angeordneten Reibungskupplung, die strömungsdruckmittelbetätigbar ist und je eine zwischen einem Turbinenrad des Wandlers und einem mit einer Reibscheibe wirkverbundenen Ringkolben einerseits sowie zwischen letzterem und einem Wandlerdeckel andererseits angeordnete Druckkammer besitzt, die so gestaltet sind, daß ein zwischen diesen Druckkammern bestehender Differenzdruck das von der Reibungskupplung übertragbare Drehmoment bestimmt, mit einem Meßwerterfassungssystem, einer zentralen Rechneinheit und mit einem im Zusammenwirken mit der Rechneinheit eine gezielte Veränderung des Differenzdrucks zwischen den beiden Druckkammern und damit des von der Reibungskupplung übertragbaren Drehmoments vermittelnden Hydrauliksystem, wobei die Reibungskupplung in allen Fahrgängen gesteuert wird und daß der Strömungswandler eine Drehmomentwandlung $> 2,5$ aufweist.

41. Drehmomenten-Übertragungssystem, insbesondere nach Anspruch 40, dadurch gekennzeichnet, daß mittels der Rechneinheit die im Fahrbetrieb anfallende Wärme hochgerechnet und die so erstellte Ist-Wärmebilanz mit der konstruktionsbedingt zulässigen Wärmemenge verglichen wird.

42. Drehmomenten-Übertragungssystem insbesondere nach Anspruch 40 oder 41, dadurch gekennzeichnet, daß bei extremen Fahrsituationen über die Lock-up-Steuerung der Schlupf verändert wird und damit die anfallende Wärmemenge reduziert wird.

43. Drehmomenten-Übertragungssystem insbesondere nach einem der Ansprüche 40 bis 42, dadurch gekennzeichnet, daß mit Ausnahme von Extremsituationen, wie z. B. Anfahren, Beschleunigen, Bergfahrt, immer die Lock-up mit sehr kleinem Schlupf betrieben wird.

44. Drehmomenten-Übertragungssystem insbesondere nach einem der Ansprüche 40 bis 43, dadurch gekennzeichnet, daß eine zwischen der Turbine des Wandlers und der Reibscheibe der Lock-up-Kupplung wirksame Dämpfereinheit auf den Teillastbereich ausgelegt ist.

45. Drehmomenten-Übertragungssystem für den Triebstrang eines mit einem Gangwechselgetriebe ausgerüsteten Fahrzeugs, insbesondere eines Kraftfahrzeugs mit Brennkraftmaschinenantrieb, mit einem Strömungswandler, der mit einem Antriebsaggregat des Fahrzeugs in Antriebsverbindung steht und über eine Abtriebswelle mit einem nachgeschalteten Automatikgetriebe wirkverbunden ist, mit einer zum hydrodynamischen Wandler parallel angeordneten Reibungskupplung, die strömungsdruckmittelbetätigbar ist und je eine zwischen einem Turbinenrad des Wandlers und einem mit einer Reibscheibe wirkverbundenen Ringkolben einerseits sowie zwischen letzterem und einem Wandlerdeckel andererseits angeordnete

Druckkammer besitzt, die so gestaltet sind, daß ein zwischen diesen Druckkammern bestehender Differenzdruck das von der Reibungskupplung übertragbare Drehmoment bestimmt, mit einem Meßwerterfassungssystem, einer zentralen Rechneinheit und mit einem im Zusammenwirken mit der Rechneinheit eine gezielte Veränderung des Differenzdrucks zwischen den beiden Druckkammern und damit des von der Reibungskupplung übertragbaren Drehmoments vermittelnden Hydrauliksystem, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungskupplung derart gesteuert wird, daß in allen Vorwärtsgängen ein teilweises Schließen
5
zumindest zeitweise erfolgt.

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Fig.1

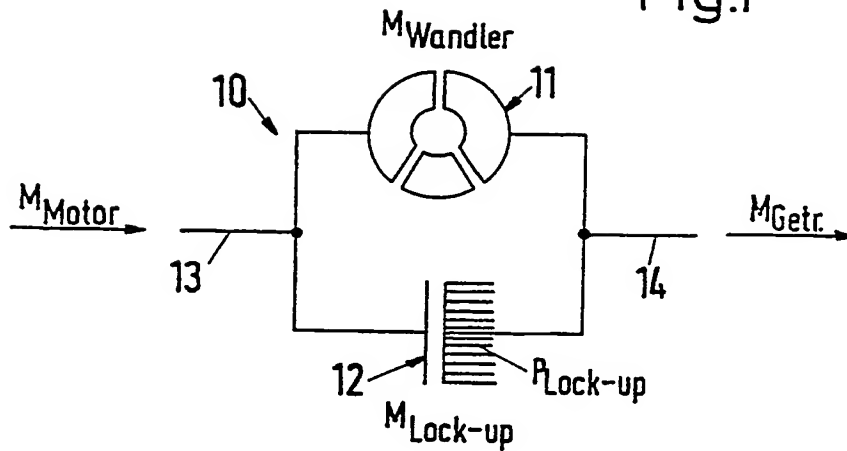
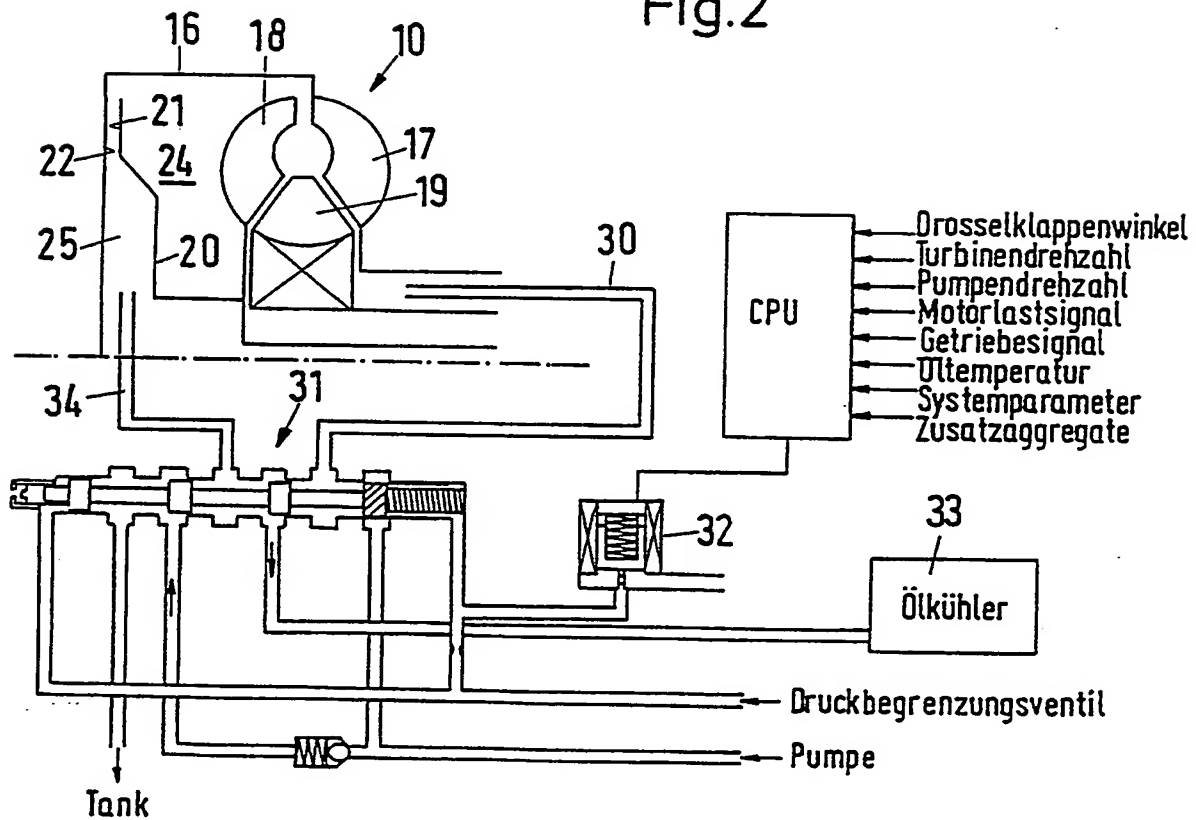


Fig.2



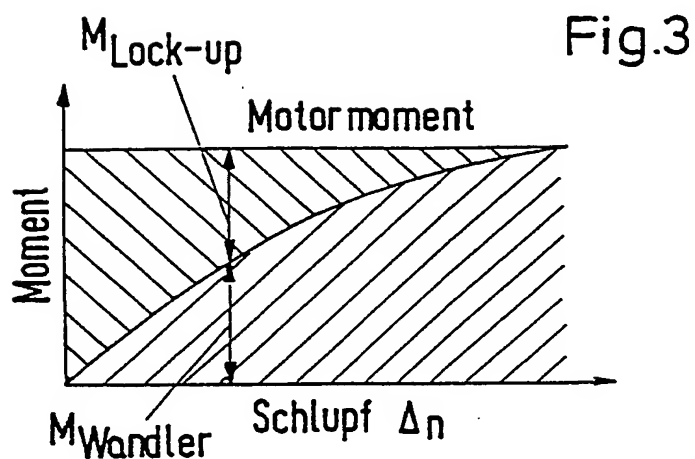


Fig.4

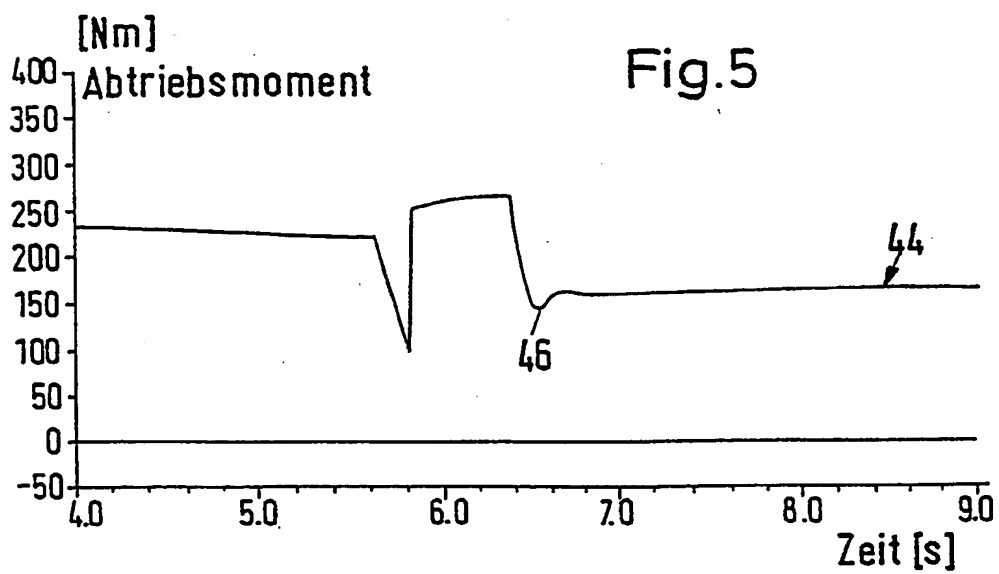
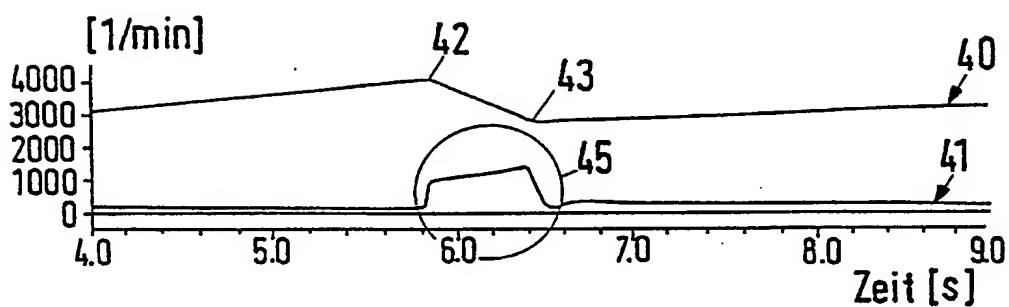


Fig.6

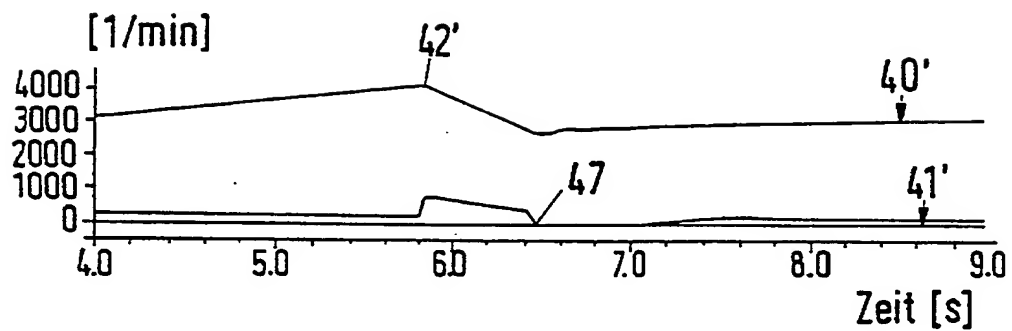
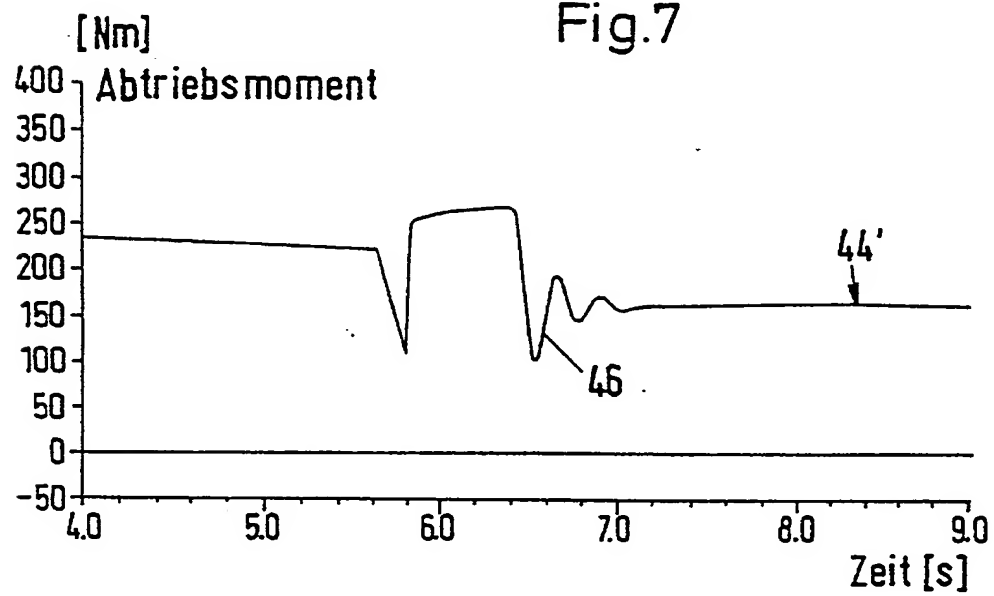


Fig.7



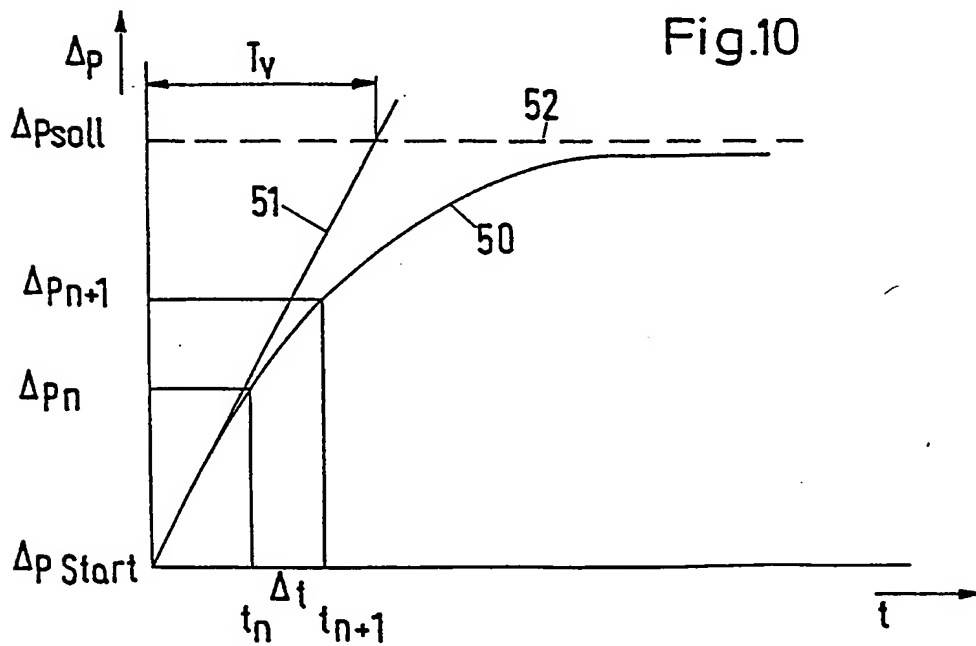
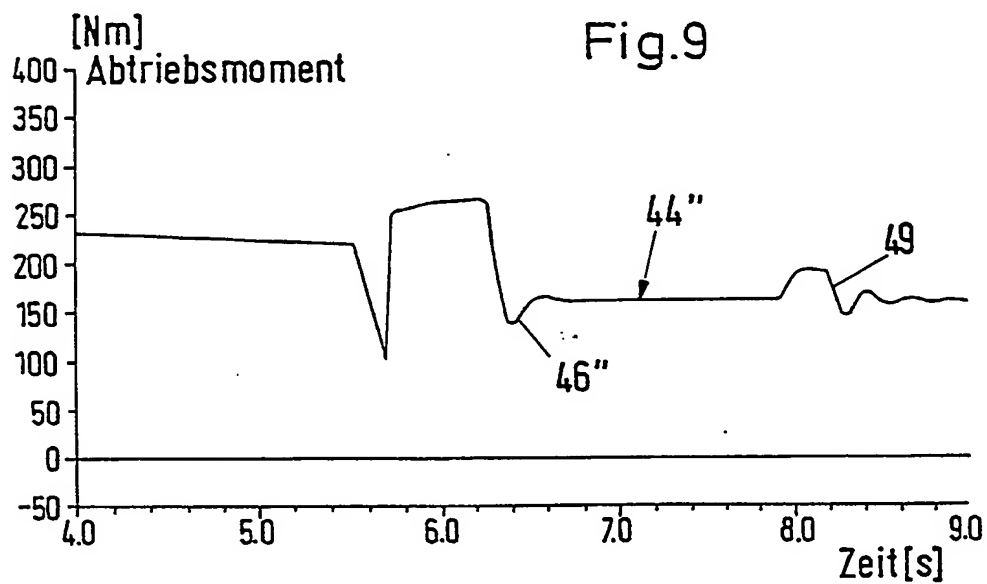
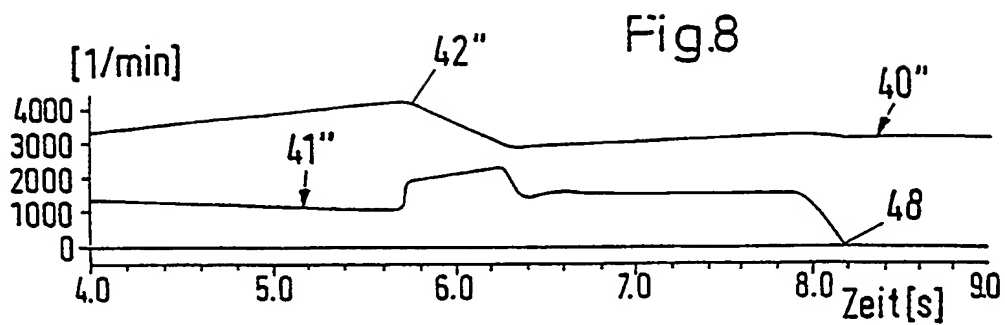


Fig.11

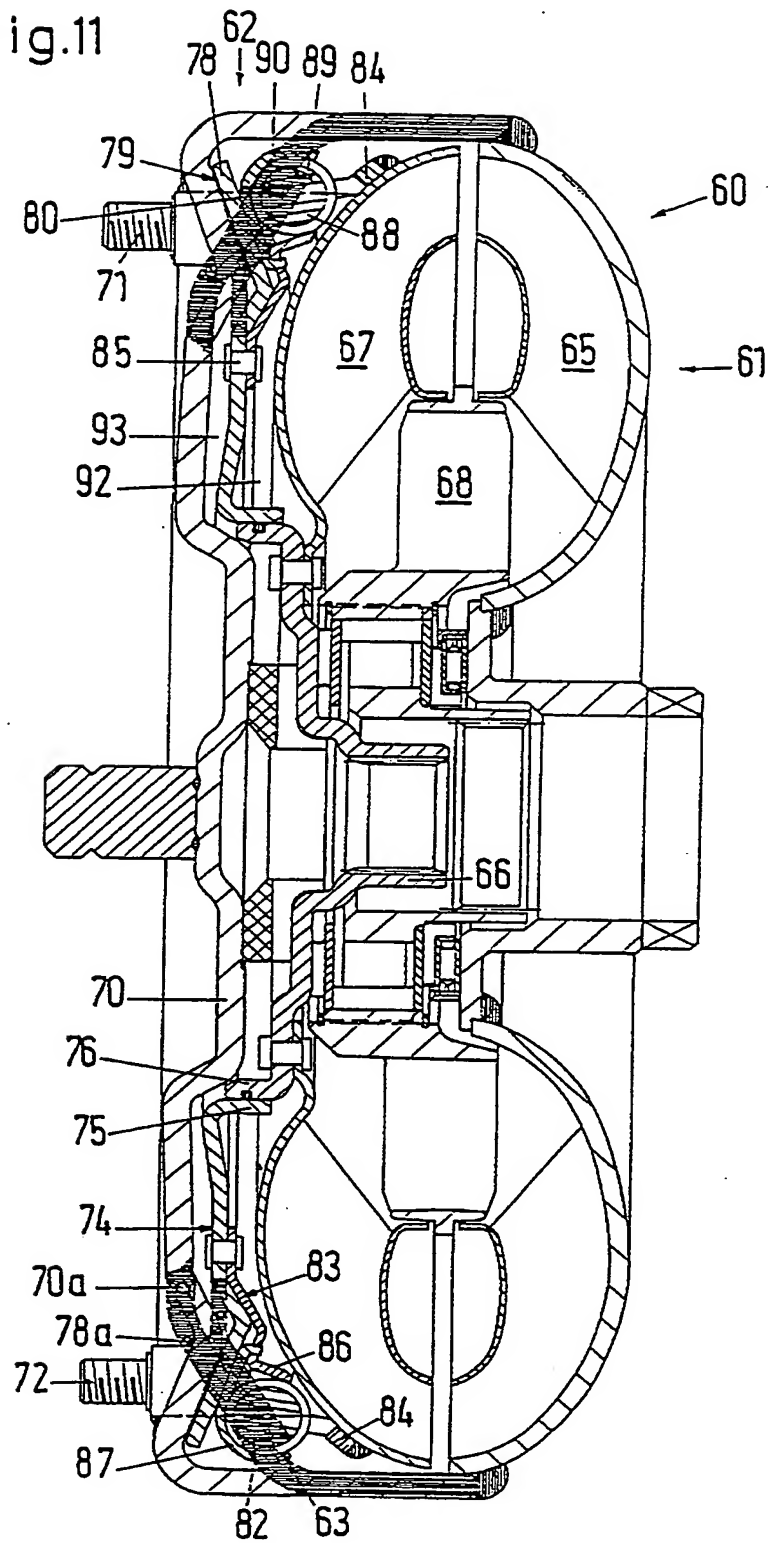


Fig.12

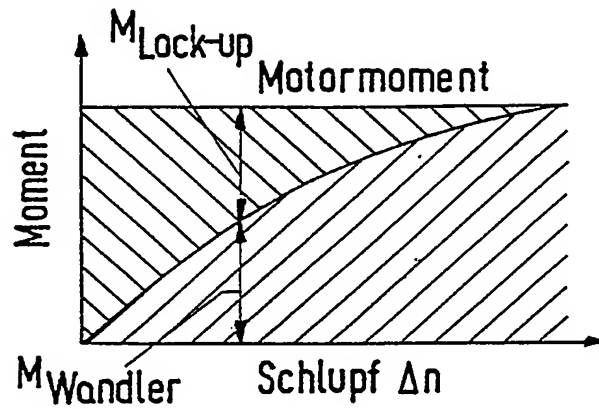


Fig.13

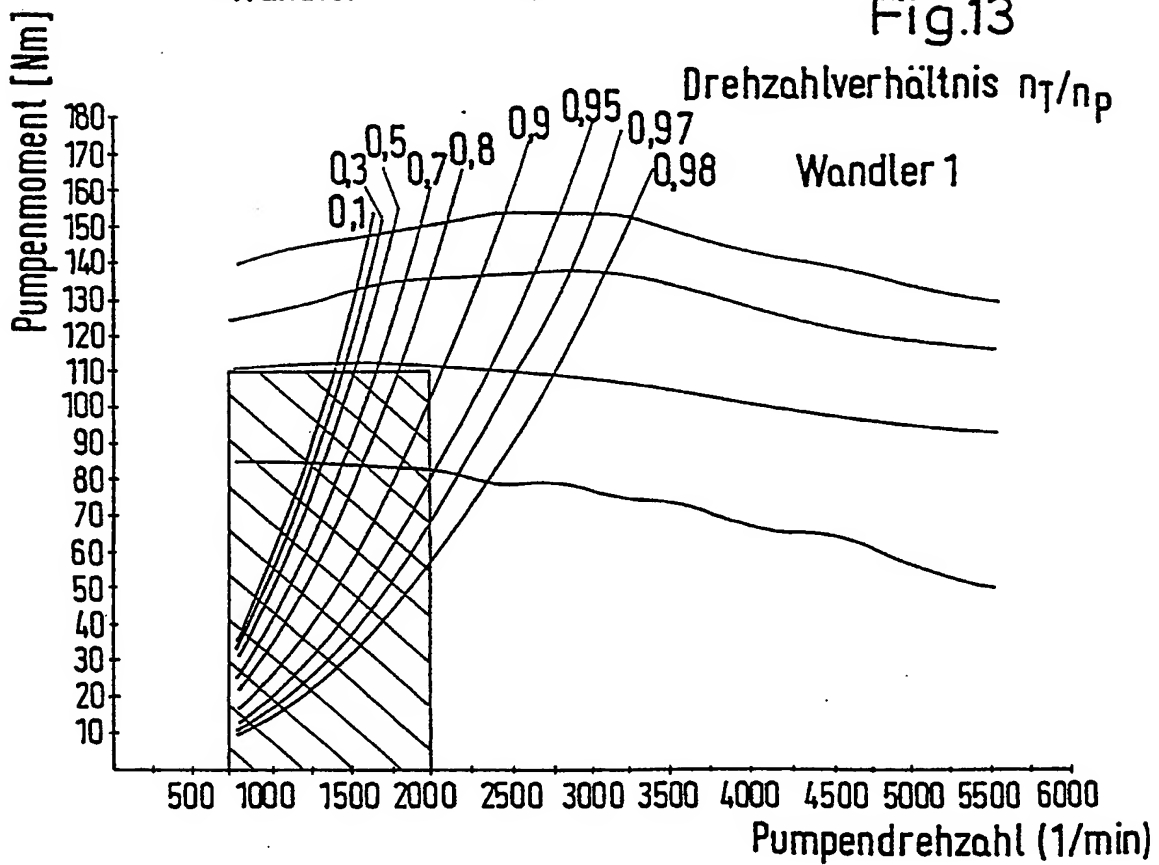


Fig.14

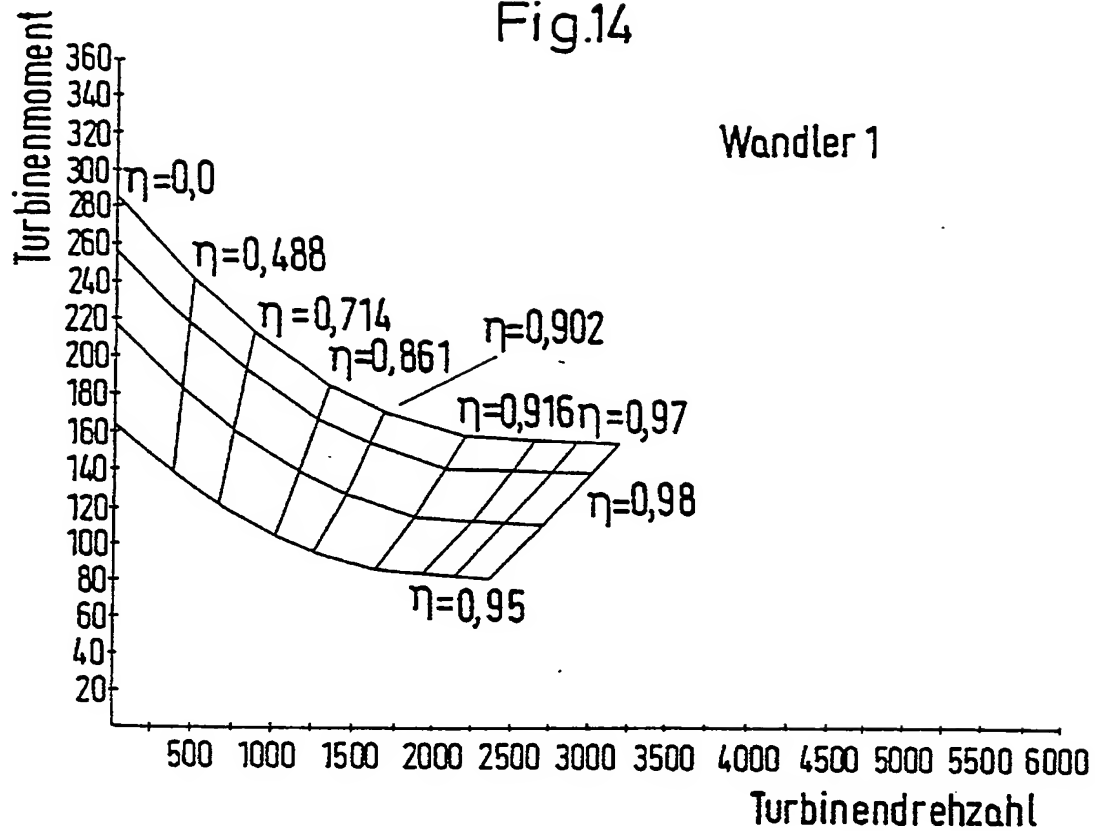
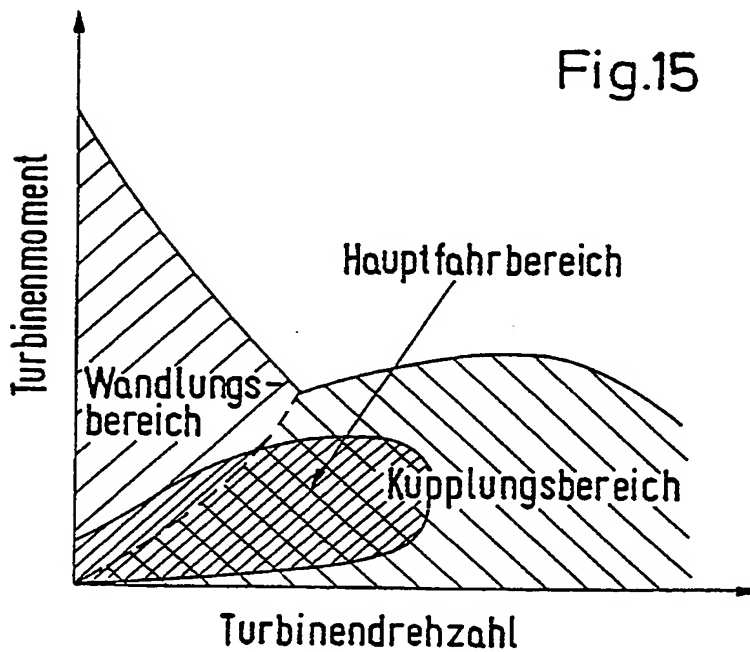


Fig.15



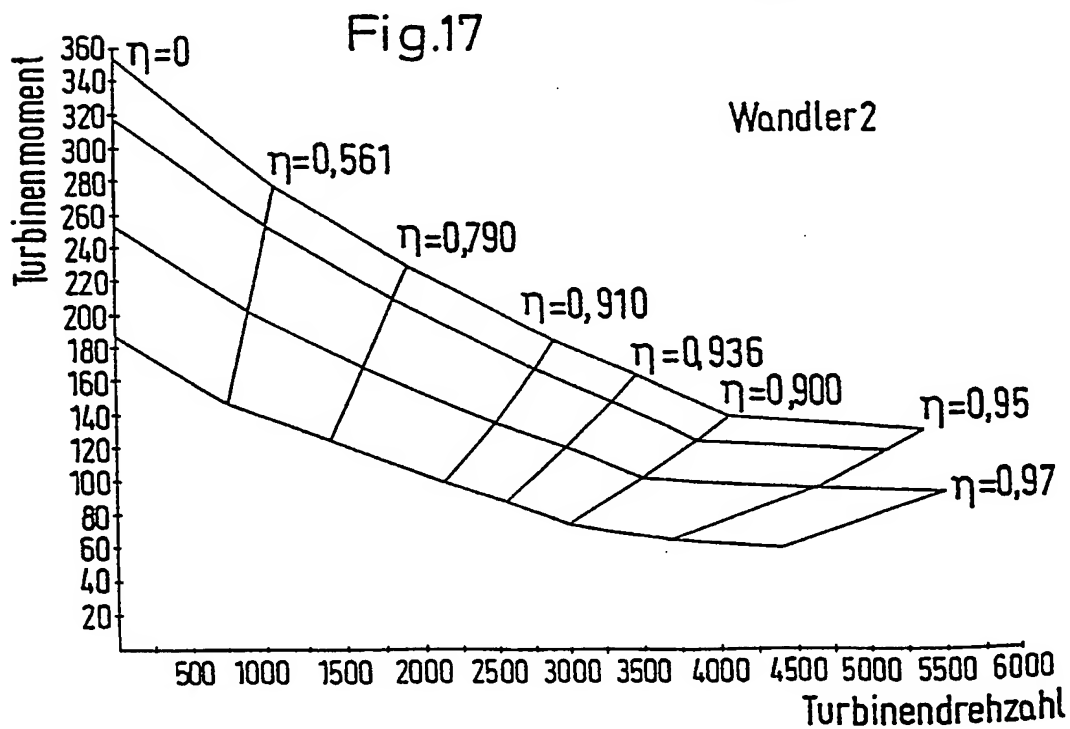
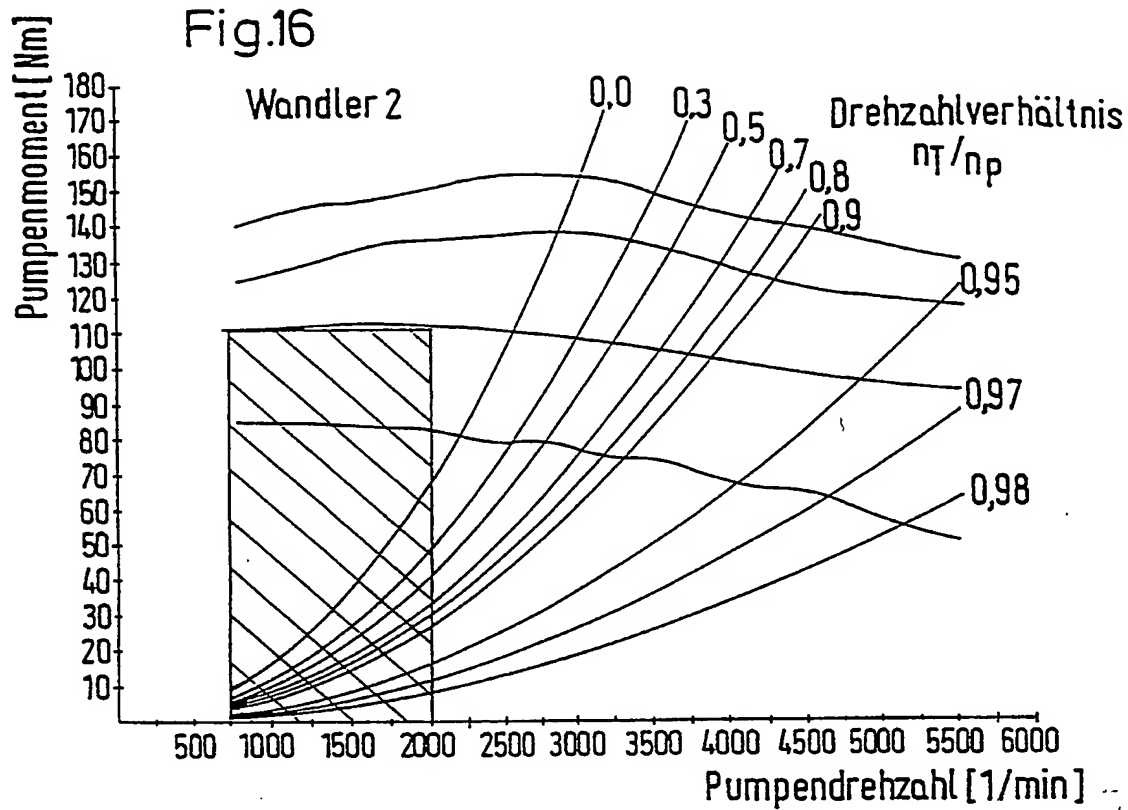


Fig. 18

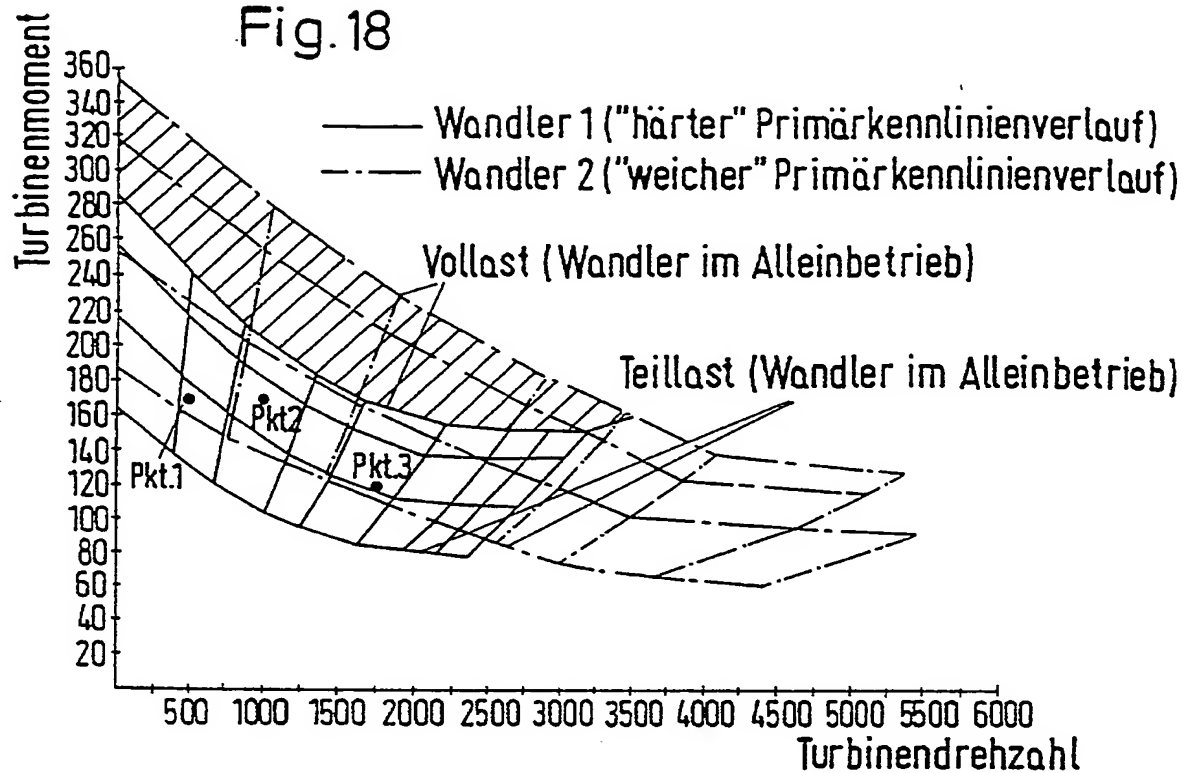


Fig. 19

